

马海荣 主编

几何量精度 设计与检测



几何量精度设计与检测

主 编 马海荣
副主编 张戌社 孙丽媛
参 编 黄凤山 钱惠芬
李 兰



机械工业出版社

本书按照高等工业学校“互换性与测量技术基础”课程教学指导小组审定的教学大纲编写。书中采用最新国家标准,以几何量精度设计为主线,力求适应教学的基本要求。全书分上、中、下三篇,共十五章。上篇为基础理论,包括尺寸的极限与配合、形状和位置公差、表面粗糙度及尺寸链;中篇为精度设计,包括零件的尺寸、形状和位置、滚动轴承配合、键和花键联结、渐开线圆柱齿轮、螺纹联结及圆锥配合的精度设计;下篇为零件检测,包括几何量测量基础、零件尺寸、形位误差及圆柱齿轮的检测。

本书可供高等院校机械类设计及制造专业和成人教育同类专业师生使用,亦可供从事机械设计制造、机电一体化、标准化管理、计量测试等工作的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

几何量精度设计与检测/马海荣主编. —北京:机械工业出版社, 2004.1

ISBN 7-111-13280-7

I. 几… II. 马… III. ①几何量-精度-设计②几何量-精度-检测 IV. TB92

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 097928 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:李万宇

责任编辑:蒋有彩 版式设计:张世琴 责任校对:吴美英

封面设计:姚毅 责任印制:闫焱

北京京丰印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2004 年 6 月第 1 版·第 2 次印刷

787mm×1092mm $1/16$ ·17.5 印张·427 千字

5 001—8 000 册

定价:26.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话 (010) 68993821、88379646

封面无防伪标均为盗版

前 言

本课程是机械类和仪器仪表类各专业的一门重要技术基础课。无论是过去、现在还是将来，几何量精度设计与检测都是机械电子工业发展的技术保证。

多年来，由各高校自行组织编写出版或内部发行的本课程教材已达数十种，且各具特色，促进了本学科的兴旺发达。为了更好地改善教学效果，有效地培养学生几何量精度设计的初步能力和检测操作技能，本教材在内容安排和叙述方法上作了更新和一系列改革探索，由基础理论篇、精度设计篇和零件检测篇三大部分组成，全部采用最新的国家标准进行编写。基础理论篇阐述了尺寸的极限与配合、形状和位置公差、表面粗糙度及精度设计基础——尺寸链的主要内容，使学生对本课程有初步的理性认识；精度设计篇则以精度设计为主线贯穿各章节，注重学生的可接受性，采用深入浅出、循序渐进的方式，介绍各精度设计的原则、方法及设计中应注意的事项，从而使几何量精度设计条理化和系统化，便于贯彻“学以致用”的原则；零件检测篇着重介绍了检测基础知识，使学生初步掌握计量器具和测量方法的选择与应用，以及检测的基本技能，在本课程实验指导书（配套教材）中介绍的内容，本书不再重复叙述。本教材可按40~50学时讲授。

本书由马海荣副教授任主编并总纂、定稿。参加本书编写的有：马海荣编写绪论，第一、二、四、五章；张戌社编写第三、十三章；黄凤山编写第八、十、十一章；钱惠芬编写第十四章；李兰编写第十五章；马海荣、李兰编写第六、七章；张戌社、李兰编写第九、十二章、孙丽媛参加了收集素材和修改初稿等工作。

本书在编写过程中得到了有关院校的大力支持和帮助，谨在此予以致谢。由于编者的水平所限，书中难免存在缺点和疏漏，恳请广大读者不吝指正。

编者

2003年9月

目 录

前言

绪论	1
----------	---

上篇 基础理论篇

第一章 尺寸的极限与配合	9	第三章 表面粗糙度	77
第一节 基本术语和定义	9	第一节 概述	77
第二节 尺寸的极限与配合国家标准	14	第二节 表面粗糙度的评定	77
第三节 线性尺寸的未注公差	24	第三节 表面粗糙度的应用	81
附表	25	第四节 表面粗糙度的标注	82
第二章 形状和位置公差	30	附表	84
第一节 概述	30	第四章 精度设计基础——	
第二节 形位公差的基本注法	36	尺寸链	88
第三节 形状公差及公差带的特点	43	第一节 尺寸链的基本知识	88
第四节 位置公差及公差带的特点	44	第二节 尺寸链的建立	91
第五节 公差原则	46	第三节 尺寸链的计算	96
附表	60		

中篇 精度设计篇

第五章 零件的尺寸精度设计	111	第二节 平键联结的精度设计	153
第一节 零件结合的类型及使用要求	111	第三节 矩形花键联结的精度设计	156
第二节 尺寸极限与配合的合理确定	111	第九章 渐开线圆柱齿轮的精度	
第三节 尺寸极限与配合的正确标注	127	设计	161
第六章 形位精度设计	130	第一节 齿轮传动的使用要求	161
第一节 形位公差项目的选择	130	第二节 渐开线圆柱齿轮的精度	162
第二节 基准的选择	132	第三节 渐开线圆柱齿轮的精度设计	
第三节 形位公差值的选择	136	方法	165
附表	141	附表	174
第七章 滚动轴承配合的精度		第十章 螺纹联接的精度设计	181
设计	144	第一节 螺纹联接的种类及使用	
第一节 概述	144	要求	181
第二节 滚动轴承配合的精度设计		第二节 普通螺纹的主要几何参数	181
方法	145	第三节 螺纹几何精度的分析	183
第八章 键联结的精度设计	153	第四节 螺纹的作用中径及其合格	
第一节 概述	153	条件	186

第五节	普通螺纹的精度设计	187
第六节	机床梯形螺纹丝杠和螺母的精度设计	193
附表	194

第十一章	圆锥配合的精度设计	198
第一节	概述	198
第二节	锥度、锥角系列和圆锥公差	199
第三节	圆锥配合的精度设计	203

下篇 零件检测篇

第十二章	几何量测量基础	206
第一节	概述	206
第二节	长度计量单位及其量值传递	207
第三节	计量器具和测量方法的分类	209
第四节	测量误差与测量精度	212
第五节	测量误差的合成及测量结果的表示	218
第十三章	零件尺寸的检测方式	223
第一节	概述	223
第二节	计量器具的选择	225
第三节	光滑极限量规的设计	228
附表	233

第十四章	形状和位置误差的检测	236
第一节	形状和位置误差的检测规定	236
第二节	形状和位置误差的测量	241
第三节	形状和位置误差的评定	247
第十五章	圆柱齿轮的检验	252
第一节	概述	252
第二节	轮齿同侧齿面的检验	252
第三节	径向综合偏差和径向跳动的检验	259
第四节	齿厚和公法线长度的测量	265
第五节	轮齿接触斑点的检验	268
参考文献	271

绪 论

一、本课程的性质和任务

1. 本课程的性质

本课程是高等学校机械工程类各专业的一门极其重要的技术基础课，是联系机械设计课程与制造工艺类课程的纽带，也是从基础课及其他技术基础课教学过渡到专业课教学的桥梁，起到承上启下的作用。本课程由几何量精度设计与检测基础两个联系密切的部分组成。前者以精度的观点来分析研究机械零件及结构的几何参数，属精度设计的范畴；后者是学习检测的基本知识与技能，属计量学的范畴。总之，这两方面的内容都是任何一位机械工程人员必备的基本知识和技能。

2. 本课程的任务

本课程的任务就是分析研究机器和仪器中零、部件精度设计的原则和方法，以及确保产品质量的检测技术。为了适应国民经济现代化进程的要求，必须学习和研究几何量精度与检测技术中的最新科研成果。学习完本课程后应达到：

- 1) 掌握本课程中有关国家标准的内容和应用原则，并能够正确查用有关表格。
- 2) 初步学会和掌握零件的精度设计内容及方法。
- 3) 了解各种典型的检测方法，学会常用计量器具的选择和使用。

二、机械制造中的几何量精度

产品的质量是企业的生命。现代机械产品的质量，包括工作精度、耐用性、可靠性、效率等。产品质量的高低与其几何量精度密切有关。在进行机器或仪器的设计时，不但要进行总体设计、运动设计、结构设计及强度和刚度的计算，还要在合理设计结构和正确选用材料的前提下进行精度设计，这是因为组成产品的机械零、部件的几何量精度是产品质量的决定因素。实践证明，相同结构、相同材料的机器或仪器仪表，倘若精度不同，它们的质量会相差很大。

通俗地讲，几何量精度是指构成零件几何形体的尺寸、形状和位置精度以及表面的粗糙程度，即加工后它们的实际值与设计要求的理论值相一致的程度。一致的程度用加工后误差的大小反映：当零件的形体一定时，误差大则精度低，误差小则精度高。众所周知，加工误差是零件经加工后客观存在着的，它可分为尺寸（线性尺寸和角度）、几何要素的形状和位置误差，表面的粗糙程度等。为了保证产品质量，就必须保证机械零件的加工质量，这就需要把各种加工误差限制在允许的范围内，即首先确定零件的几何量精度等级。几何量精度究竟应该规定多少？这就是本课程要完成的任务之一，即几何量的精度设计。

三、精度设计应遵循的原则

1. 互换性原则

在当代机械设计与制造中，无论是大批量生产还是单件小批量生产，都必须遵循互换性原则。它是专业化协作生产的重要条件，也是进行精度设计的最基本原则，因此，需要对它有全面地认识。

(1) 互换性的概念 互换性是指按规定的技术条件和要求（主要是几何量精度要求），分别制造机械产品的各组成部分，使其在装配与更换时，不需任何挑选、辅助加工和修配，就能顺利地装入整机中的预定位置，并能满足使用性能要求。例如汽车、拖拉机……以至人们日常使用的自行车、手表等产品，都需按互换性原则生产。若有零件损坏或丢失，只要用同样规格的备件换上，就可恢复其原有的使用性能。

随着柔性生产系统的出现，互换性原则不仅用于大批量生产，也适应小批量的多品种生产。但它对产品零、部件以及生产线本身的互换性和标准化程度要求更高。

(2) 实现互换性原则的基本技术措施 为了完全满足互换性的要求，最理想的是使同一规格的零、部件的几何参数及功能参数充分一致。但在实践中是办不到的，因为加工误差是永远存在的，同时也是不必要的。实际中仅限制同一规格的零、部件的有关参数（主要是几何参数）在一定的能满足使用性能要求的范围内变动，就能达到互换性的目的。这个允许零件几何参数的变动量就称为“公差”。

合理地规定公差是实现互换性原则的一项基本技术措施。公差过大，不能保证产品质量；公差过小，加工困难，且成本增加。所以在精度设计时，要力求获得技术—经济的最佳综合效益。

按照精度设计要求，生产出来的零件和产品是否满足设计要求，那就要靠正确的检测来保证，所以检测是实现互换性原则的又一项基本技术措施。

(3) 互换性的种类 互换性按其互换程度可分为完全互换（绝对互换）与不完全互换（有限互换）。

完全互换要求同一规格的零、部件在装配或更换时，无需挑选或辅助加工与修配，安装后就能保证预定的使用性能要求。完全互换多用于厂外协作、成批大量生产的零、部件，如普通紧固螺纹、齿轮、滚动轴承等。

不完全互换允许零、部件在装配前有附加选择（如预先分组），或在装配时进行调整（但不允许附加修配），装配后能满足预期的使用要求。不完全互换多用于单件小批量生产的高精度产品，只限于部件或机构的制造厂内部的装配（如滚动轴承组成零件之间）。这是因为当装配精度要求很高时，采用完全互换将使零件尺寸公差很小（加工精度要求很高），加工困难，致使制造成本提高，甚至无法加工。为了解决这一矛盾，在生产中经常采用分组装配法和调整法。

分组装配的具体作法是：将零件的制造公差适当扩大到方便加工的程度，待加工完毕后，再用测量器具将零件按实际尺寸大小分为若干组，使同组零件间的差别减小，按对应组的零件进行装配。此时，仅组内零件可以互换，组与组之间不可互换。需要指出，分组越细，装配精度越高，但应以满足装配精度要求为依据。分组太细将会降低装配效率，提高制造成本；分组太粗将不能保证装配精度要求。

调整法也是一种保证装配精度的措施。调整法的特点是在机器装配或使用过程中，对某一特定零件按所需要的尺寸进行调整，以达到装配精度要求。如减速器中端盖与箱体间的垫片厚度应在装配时作调整，使轴承的一端与端盖的底端之间预留适当的轴向间隙，以补偿温度变化时轴的微量伸长，避免轴在工作时弯曲。又如普通车床的尾顶尖与主轴顶尖连线应与机床导轨平行（即两轴线相对机床导轨等高），为避免出现废品则采用调整的方法进行装配。

采用不完全互换可保证装配精度与使用要求，又可解决加工困难，降低生产成本，但降

低了互换性水平。

究竟采用完全互换还是不完全互换,不能从字面上来看,要由产品精度要求与复杂程度、产量大小(生产规模)、生产设备、技术水平等一系列因素决定。

(4) 互换性的作用 现代化的机械工业首先要求机械零件具有互换性,才有可能将一台机器中的成千上万个零、部件,进行高效率的、分散的专业化的生产,然后集中起来进行装配。因此,应用互换性原则已成为提高生产水平和促进技术进步的强有力的手段之一,其主要作用如下:

1) 从设计过程看,可采用通用化、系列化和标准化的零、部件,简化了设计、计算、绘图等工作,故可缩短设计和试制的周期,并便于用计算机进行高效率的辅助优化设计,从而为产品品种的多样化、系列化和促进产品结构性能的不断改进创造了有利条件。例如,手表采用具有互换性的统一机芯,发展新品种的设计和生准备周期都可以缩短。

2) 从制造过程看,互换性是提高生产水平和进行文明生产的强有力手段。加工时,由于各个零件的尺寸都规定有极限偏差,同一部机器的各个零件可以同时分别加工,有利于相互协作。大量应用的标准件还可由专门车间或工厂单独生产,因产品单一、数量多、分工细,可使用高效率的专用设备,进而采用计算机辅助加工,为生产专业化创造了必备条件,这样必然会提高产量和质量,显著降低生产成本。装配时,由于零、部件具有互换性,不需辅助加工,使装配过程能够持续而顺利地进行,故能减轻装配工作的劳动量,缩短装配周期,从而可采用流水线作业方式,乃至进行自动化装配,促进了生产自动化的发展,效率明显提高。

3) 从使用和维修过程看,若零件具有互换性,则零件在磨损或损坏、丢失后,可立即用另一个新的储备件代替(如汽车、拖拉机的活塞、活塞销、活塞环等就是这样的备件),不仅维修方便,且使机器或仪器的维修时间和费用显著减少,保证了机械产品工作的持久性和连续性,从而延长了产品的使用寿命,使产品的使用价值显著提高。尤其对影响范围大的重要设备和军用品的修复,可互换的备件更具有重大意义。如在战场上要求立即更换武器中用坏了的零件,使武器迅速地重新投入战斗;发电厂要求及时地排除发电设备故障,使机器持续发电等。在某些情况下,互换性所起的作用很难用经济价值来计算。

综上所述,在机械制造中遵循互换性原则,不仅能显著提高劳动生产率,而且能有效地保证产品质量和获得最佳的经济效益及社会效益。

2. 标准化原则

设计人员不仅要在结构设计中最大限度地选用标准化的零、部件和结构,在精度设计时还必须遵循有关标准,尤其是基础标准。即使是专用零、部件或机构,设计时亦应考虑如何使之标准化的问题。运用标准化成果,创造和发展标准化,已成为现代工业发展的必然趋势。

(1) 标准化的概念 GB/T 3935.1—1996《标准化和有关领域的通用术语 第一部分:基本术语》中,将标准化定义为:为在一定范围内获得最佳秩序、对实际的或潜在的问题制定共同的和重复使用的规则的活动。实际上标准化就是指在经济、技术、科学及管理社会实践中,对重复性的事物(如产品、零、部件)和概念(如术语、规则、方法、代号、量值),在一定范围内通过科学地简化、优选和协调,做出统一规定,经审批后颁布、实施,以获得最佳秩序和社会效益。标准化包括制订、贯彻和修改标准,以促进全面发展的整个过程。

(2) 标准化的分类 在机械工业中,标准可分为基础标准、技术标准、管理标准和工作标准。其中基础标准是为保证产品结构功能与制造质量,一般工程技术人员必须应用的通用性标准,也是制定其他标准时可依据的标准。例如概念、术语、符号、计量单位、优先数系、机械制图和技术通则,以及本教材所介绍的极限与配合、形状和位置公差标准等,都是产品设计和制造中必须采用的技术数据和工程语言,因此,也是几何量精度设计与检测的依据。

标准制定的范围不同,其级别也不一样。在全国范围内统一制定的称为国家标准(GB);在全国同一行业内制定的称为行业标准;在企业内部制定的称为企业标准(QB)。在国际范围内制定的称为国际标准如ISO、IEC等。ISO与IEC分别是国际标准化组织和国际电工委员会的缩写。

贯彻标准是标准化的核心内容,如果只制订标准和颁布标准而不实施,则标准化便失去了它应有的意义,所以标准一经颁布就成为技术法规,任何有关部门和单位都必须遵守。只有当标准实施后,才能真正体现标准化在国民经济中的作用。

3. 优化原则

优化原则已经在设计产品结构和力学性能等方面得到了广泛的应用,成为推动科学技术向前发展的捷径。在几何量精度设计中,优化原则体现在公差(精度)优化、数值优化与优先选用等方面。

(1) 公差优化 公差优化已成为当今CAD、CAM和CAPP发展中的关键。为此,应从产品的结构、性能等设计要求、制造装配以及使用可靠性着手,以最低成本为着眼点,应用优化理论,使用计算机综合地模拟设计、制造、装配与使用的整个过程,进行公差值优化,从而获得最佳的精度设计。例如当前在精度等级的设计中,若一味追求高精度,虽然产品质量可得到保证,但成本会急剧地提高;若一味追求低精度,虽然成本可大大降低,但产品质量却不能保证。因此,为解决这种设计与制造、质量与成本之间的矛盾,只能按照在满足使用要求的前提下,选取的精度等级越低越好,这也是公差优化的一种体现。综上所述,公差优化设计必将为精度设计开辟一个崭新的局面。

(2) 数值优化 数值优化是指在精度设计中所使用的数,必须是能够满足工程中数值运行规律的优先数,从而进行科学的技术管理和组织生产,以便创造最佳经济效益。

在工程设计中,若某一种产品的参数值已经确定,则这个数值就会按照一定的规律,向一切有关的制品、材料等有关的单位传播、扩散。如键的尺寸确定后,则与它相配合的键槽的尺寸也就随之确定,继而加工键槽的刀具和量具的尺寸也应当与之对应,并将传播到材料厂、工具厂和设备厂。若一个产品有几千个零件,其每个尺寸如不遵循统一的优化数值系列,就会造成尺寸规格杂乱、繁多,给组织生产、协作配套和使用维修带来莫大困难。可见,产品的参数值不能无序变化,这就提出了对各种参数必须进行优化的问题。在生产实践的基础上,人们对数值总结了一些简化和统一的科学的数值制度,其中GB/T 321—1980《优先数和优先数系》就是在工业中常用的一种。

优先数与优先数系是一种量纲为1的分级数系,它是十进等比级数,共规定了R5、R10、R20、R40、R80五个系列,各系列的公比 $q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1.6$ 、 $q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$ 、 $q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$ 、 $q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$ 、 $q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1.03$ 。优先数系就是由上述公比,且项值中含有10的整数幂的理论等比数列导出的一组近似等比的数列。其中前4个数列为基本数列,

R80 为补充系列。仅在参数分级很细或不能满足需要时才采用补充系列。

优先数系中的任一个项值均为优先数。除 10 的整数幂外都是无理数。在标准中所列的每个数系的数值都已进行了圆整, 实际应用时应优先按标准选择。优先数系的基本系列见表 0-1, 表中为常用值, 取小数点后二位有效数字。

表 0-1 优先数系的基本系列(常用值)(摘自 GB/T 321—1980)

R5	1.00	1.60	2.50	4.00	6.30	10.00					
R10	1.00	1.25	1.60	2.00	2.50	3.15	4.00	5.00	6.30	8.00	10.00
R20	1.00	1.12	1.25	1.40	1.60	1.80	2.00	2.24	2.50	2.80	3.15
	3.55	4.00	4.50	5.00	5.60	6.30	7.10	8.00	9.00	10.00	
R40	1.00	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80
	1.90	2.00	2.12	2.24	2.36	2.50	2.65	2.80	3.00	3.15	3.35
	3.55	3.75	4.00	4.25	4.50	4.75	5.00	5.30	5.60	6.00	6.30
	6.70	7.10	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.00			

为满足生产的需要, 还可采用派生系列, 即在 R_r 系列中, 每逢 p 项选取一个优先数, 组成新的派生系列, 以符号 R_r/p 表示, r 代表 5、10、20、40、80。如 $R_{10}/3$ 系列, r 为 10, p 为 3, 其含意为从 R_{10} 系列中的某一项开始, 每隔 3 项取一数值, 若从 1 开始, 就可得到 1、2、4、8、…数系; 若从 1.25 开始, 就可得到 1.25、2.5、5、10、…数系。

在设计或标准化工作中, 应用优先数系可对各种尺寸、参数、品种、规格等进行合理分档, 划分系列, 或对质量指标进行分档分级, 发挥其简化、协调和统一的作用。

本课程中涉及到的尺寸分段、公差分级、表面粗糙度参数系列等, 就是按优先数系制定的。

(3) 优先选用 优先选用是指在精度设计的过程中, 对于相同的系列、相同的等级或档次, 在选用时, 要按排列的顺序, 区分前后进行优先择取。像优先数的不同系列、GB/T 2822—1981《标准尺寸》系列、表面粗糙度系列, 以及基准制、轴孔公差带和螺纹公差带等的选用中, 都对优先选用作了明确规定。这种规定也是在长期的生产实践中优化的结果。因此, 优化选用也是优化原则的组成部分。

综上所述可知, 互换性原则是精度设计的目的, 标准化原则是精度设计的基础, 而优化原则是精度设计的手段, 从而构成了精度设计的一个彼此独立而又相互依存的完美整体。

四、几何量检测

几何量检测是指对零、部件和整机制造完工前后进行测量和验收的过程。它是机械产品质量的可靠保证; 是确保互换性生产的基本技术措施之一。在机械产品中, 几何量检测所占比重最大。

几何量检测有以下两个目的: 一是对加工后的零件做出合格性判断, 只要测量得到的几何参数在极限偏差(尺寸)或公差范围之内, 则判为合格, 否则为不合格; 二是通过检测了解产品质量情况, 并对生产过程进行分析, 寻找产生不合格品的根源, 以便调整加工工艺系统, 或者采取有效措施, 防止不合格品的产生, 对保证加工质量起到主动积极的作用。尤其在自动生产线上, 几何量检测更具有重要的意义。

从机械工业发展的过程来看,几何量检测技术的发展是与机械加工精度的提高相辅相成的。加工精度的提高,一方面要求并促进检测器具提高测量精度,另一方面,加工精度本身也要通过精确的检测来体现和验证。

随着生产与科学技术的迅速发展,对检测的精度和效率提出了越来越高的要求。产品的竞争实质上是质量的竞争,而产品质量的提高,除设计与加工精度的提高之外,往往更有赖于检测精度的提高。生产自动化程度的发展,产品数量的增长,在一定程度上受到检测效率的制约。因此,提高检测精度和检测效率是检测技术的主要发展方向。当今计算机辅助精密检测技术的迅速发展和微机控制的精密测量仪的普遍使用,大大提高了检测水平,使很多难以用传统方法检测的问题得以解决。目前我国的计量器具也有了长足的发展,自制的各种仪器基本满足了生产的需要,有的已达到了国际水平,如激光光电比长仪、光栅式齿轮整体误差测量仪及纳米级微位移发生器等。同时国际上掀起的纳米技术研究高潮,已将测量精度提高到1nm,分辨率提高到0.01nm。这场纳米技术的革命必将对检测技术产生难以估量的长远影响。

在检测过程中,由于各种因素的影响,不可避免地会产生或大或小的测量误差,这些测量误差势必会直接影响到对零件合格性的判断。因此,要从保证产品质量和经济性两方面加以合理考虑,制定并贯彻统一的检测标准。

建国以来,我国先后颁布了一系列有关度量衡的条例和命令。1985年我国发布了《中华人民共和国计量法》,从而对我国计量制度的统一、量值的准确可靠起到了保证作用。

几何量检测技术的发展,不仅促进了机械工业的发展,而且对其他工业部门,对科学技术,对内外贸易乃至现代社会生活的许多方面,都起着重要的推动作用。

五、本课程的特点及学习方法

1. 本课程的特点

本课程的特点是:概念多、术语及定义多、具体规定多、符号及代号多、数表多、经验总结多、实践性及实用性强,而逻辑性和推理性少。使刚刚学完理论基础课的学生感到系统性差,内容繁多、枯燥、记不住,实际应用时无从下手。之所以出现这种现象,其原因是多种多样的,但学习方法不当是其中一个极为重要的问题。

2. 本课程的学习方法

首先应当了解本课程的主干是国家有关标准。国家标准就是技术法规,要注意其严肃性。在进行精度设计时,既要满足标准规定的原则,又要根据不同的使用要求灵活应用。机械产品的种类繁多,使用要求各异,因此熟练地掌握精度设计的原则和方法不是一件轻而易举的事。

(1) 用对立统一的观点分析和解决矛盾 虽然本课程内容繁杂,零件几何结构形式各异,但归纳起来不外乎以下三对矛盾:

1) 零件的精度与制造之间的矛盾。作为用户总希望产品的精度越高越好,但要提高产品的精度,厂方就需要付出一定的经济代价,这就构成了精度与制造之间的矛盾。为了解决这一矛盾,则应在保证产品使用要求的前提下,对产品规定一个适当的精度,即合理的公差。公差越小就意味着精度要求越高,制造越困难,成本相应也就越高;反之,成本越低。无根据地扩大公差或无原则地减小公差都是不正确的。这就需要设计者掌握精度设计的原则和方法。

2) 零件或部件之间的矛盾。一台完整的机器总是由若干零、部件组成的。这些零、部件并不是随意组合的,它们之间要保持一定的松紧或位距,否则便不能满足使用要求。如要使轴在孔内自由旋转,就必须保证孔、轴之间有间隙,这是起码的条件;同时为了保证正常工作,还必须根据轴的转速、承载大小和特性、工作温度、材料性能、润滑条件、零件尺寸等因素限定间隙的大小。如要保证孔、轴结合后能传递转矩,必须使孔、轴之间有过盈,这是必要的条件,但不是充分的条件;因为为了保证正常的工作,还必须根据材料的强度极限、转矩大小、截面尺寸、工作温度、材料的线胀系数,以及表面粗糙度的影响等条件限定过盈量的大小。

解决零件相互间的矛盾,无疑需要确定适当的配合。这就需要设计者掌握如何正确选择配合的知识。

3) 检测精度与检测方法之间的矛盾。为了保证精度设计要求的实施,必须对制造的零件几何参数进行检测,以剔除那些不符合设计要求的零件。因此检测结果是否准确直接关系到产品的质量与经济效益。由于不可避免地存在着检测误差,难免会将本来不合格的零件当作合格品,影响预先确定的精度设计要求;或者将本来合格的零件当作不合格品,造成经济损失。因此,减小检测误差(或称提高检测精度)乃是检测技术要解决的核心问题。检测精度的高低直接取决于检测方法。在实际生产中,并不总是检测精度越高越好,盲目地追求高检测精度会带来不必要的经济浪费,但无根据地降低检测精度要求将会影响零件的质量。所以应按照零、部件的设计精度要求,选择合适的检测方法。

(2) 把握矛盾的个性与共性 若把本课程的各个章节视为许多不同的事物,它们都有自己的独立特性,但它们之间又存在着明显的共性。例如,尺寸的极限与配合明确地规定了标准公差和基本偏差两个基本系列,前者决定配合精度;后者决定配合性质。两者结合起来是学习其他各章的基础。

平键联结的精度设计中虽然讲的几何形体与圆柱不同,但仍可把它们看成是孔与轴的配合。可以把键槽和键分别看作孔和轴,标准中同样对它们规定了标准公差和基本偏差,只是从实际需要出发没有把两者分开列出,而是组合成几种公差带即可满足要求。

圆柱螺纹联接的精度设计中尽管讲的是非光滑圆柱体,但同样与光滑圆柱体有着明显的共性。螺纹的中径和顶径分别规定了基本偏差和标准公差,两者的作用与光滑圆柱体一样。

形状和位置公差介绍的是零件各几何要素的形状和相互位置关系问题。它是为实现预期的配合或其他功能服务的。包容要求主要用于有配合性质要求的场合,目的是使零件在配合面的全长上,任何一处都不超越给定的边界——最大实体边界。对间隙配合来说,该边界是由孔、轴的基本偏差确定的。采用包容要求时,零件的形位误差包含在尺寸公差带内。最大实体要求则主要用于满足可装配的场合,其前提条件是当孔、轴均处于实效状态时,装配间隙为零。孔、轴共同遵守同一个边界——实效边界。这样可把孔、轴的基本偏差视为零,它决定着配合性质,而尺寸和形位误差的综合结果则决定着配合精度。

根据以上分析可知,无论零件的几何形体是否相同,它们都遵守着一条共同的规律,即内外要素的结合。这条规律贯穿于每个不同的章节,应把它视为主干,而把体现这一规律的两个不同性质的标准公差和基本偏差分别作为两个支干,这样就可把全书的内容联系在一起,显现出本门课程的规律性和系统性。

(3) 注重本课程的延续性 本课程具有较强的实践性与实用性, 它与设计类和工艺类课程有着密切联系, 特别是在机械零件课程设计、专业课课程设计和毕业设计中, 则更能加深对本课程所学内容的理解, 使学生进一步充实、提高、学会应用从本课程获得的知识, 初步掌握几何量精度设计的要领。而要达到灵活应用本课程所学知识, 熟练正确地进行零件精度设计, 还需要经过实际工作的锻炼, 不断实践—认识—再实践—再认识, 从而对本课程的认识达到一个新的飞跃。

上篇 基础理论篇

众所周知,机械产品一般都是由若干个零件和部件装配而成的。影响机械产品质量及性能优劣的主要因素之一则是其零件和部件的精度。精度越高,生产厂家所付出的经济代价就越大。为此,本篇将就机械设计中所涉及到的尺寸的极限与配合、形状和位置公差、表面粗糙度以及精度设计基础——尺寸链的基本知识作简要介绍。显然,掌握这些内容,不仅为学好本课程的内容,而且为最终达到精度设计的目的奠定坚实的基础。

第一章 尺寸的极限与配合

尺寸的极限与配合通常指孔与轴的结合,是机械中最广泛采用的一种结合形式。为使加工后的孔与轴能满足互换性要求,必须在设计中采用尺寸的极限与配合标准。该标准是最早建立的、最典型、最基本的,其体系比较完整,已经成为制订机械制造中其他公差标准的基础。

尺寸的极限与配合的标准化,不仅可以防止任意规定尺寸的极限与配合的混乱现象,确保零、部件的互换性和质量,而且还有利于刀具、量具的标准化,有利于广泛组织专业化生产和国际间的技术交流,所以必须规定统一的、合理的尺寸极限与配合标准。

第一节 基本术语和定义

一、有关“尺寸”方面

1. 孔和轴

孔主要指圆柱形的内表面,也包括其他内表面中由单一尺寸确定的部分。

轴主要指圆柱形的外表面,也包括其他外表面中由单一尺寸确定的部分。

内表面是指两表面相对,其间没有材料,形成包容状态。

外表面是指两表面相背,其外没有材料,形成被包容状态。

单一尺寸是两点之间的直线或弧线距离。

在机械或仪器中,最基本的装配关系是由一个零件的内表面包容另一个零件的外表面所形成的。这里的孔、轴具有广泛的含义,不仅表示圆柱形的内、外表面,而且表示其他几何形状的内、外表面中由单一尺寸确定的部分。在图 1-1 所示的

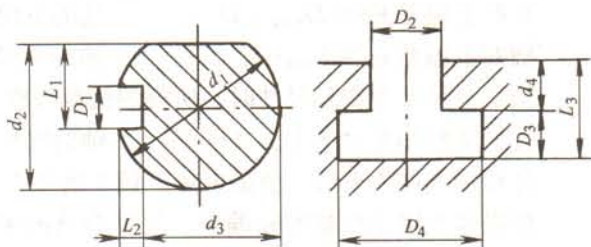


图 1-1 孔和轴定义示意图

各表面中,例如由 D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 各单一尺寸所确定的部分都称为孔;由 d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 各单一尺寸所确定的部分都称为轴;由单一尺寸 L_1 、 L_2 和 L_3 所确定的部分既不是孔,也不是轴,因为其两表面同向,形不成包容或被包容状态。

2. 线性尺寸 (简称尺寸)

尺寸是指用特定单位表示长度值的数字。被表示的“长度”是较广泛的概念。长度值包括直径、半径、宽度、深度、高度和中心距等。在技术图样上或在一定范围内已注明共同单位 (机械制造中一般常用毫米 (mm) 为单位) 时,均可只写数字,不写单位。

3. 基本尺寸 (D 、 d)

基本尺寸是指设计给定的尺寸。它是设计时根据零件的强度、刚度等使用要求和结构设计,通过计算或根据经验而确定的尺寸。通常应从 GB/T 2822—1981《标准尺寸》中选取,以减少定值刀具、量具、夹具的规格数量。

基本尺寸是计算极限尺寸和极限偏差的起始尺寸。孔和轴配合的基本尺寸相同。

4. 极限尺寸

极限尺寸是指一个孔或轴允许的尺寸的两个极端。孔或轴允许的最大尺寸称为最大极限尺寸 (D_{\max} 、 d_{\max}),孔或轴允许的最小尺寸称为最小极限尺寸 (D_{\min} 、 d_{\min})。它们是以基本尺寸为基数来确定的。

5. 局部实际尺寸 (D_a 、 d_a)

局部实际尺寸是指零件加工后通过测量获得的某一孔、轴的尺寸。由于存在测量误差,测得的尺寸并非所测尺寸的真值,它只是一个接近真实尺寸的随机尺寸;由于零件表面存在形状误差,所以同一个表面不同部位,以及不同表面处的实际尺寸不尽相同,故常称它为局部实际尺寸 (简称实际尺寸)。实际尺寸应采用两点法测量,其目的在于排除形状误差对测量结果的影响。实际尺寸的大小由加工决定,零件的实际尺寸加工得越接近其基本尺寸,它的加工精度不一定越高。

上述尺寸中基本尺寸和极限尺寸是设计确定的,而实际尺寸是对加工后的零件测量得到的。实际尺寸应限制在极限尺寸范围内,即 $D_{\min} \leq D_a \leq D_{\max}$ 或 $d_{\min} \leq d_a \leq d_{\max}$ 。

二、有关“公差与偏差”方面

1. 尺寸偏差 (简称偏差)

尺寸偏差是某一尺寸减其基本尺寸所得的代数差。它分为极限偏差和实际偏差。

当某一尺寸为极限尺寸时,所得的代数差称为极限偏差。最大极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差称为上偏差;最小极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差称为下偏差。用公式表示

$$\text{孔的上偏差 } ES = D_{\max} - D \quad \text{孔的下偏差 } EI = D_{\min} - D$$

$$\text{轴的上偏差 } es = d_{\max} - d \quad \text{轴的下偏差 } ei = d_{\min} - d$$

当某一尺寸为实际尺寸时,所得的代数差称为实际偏差。用公式表示

$$\text{孔的实际偏差 } E_a = D_a - D \quad \text{轴的实际偏差 } e_a = d_a - d$$

各种偏差可为正值、负值或零。偏差值除零外,前面必需冠以“+”、“-”号。

极限偏差用于控制实际偏差,尺寸合格的零件,其实际偏差应在规定的极限偏差范围内,即 $EI \leq E_a \leq ES$ 或 $ei \leq e_a \leq es$ 。

2. 尺寸公差 (简称公差)

尺寸公差是允许尺寸的变动量。公差等于最大极限尺寸与最小极限尺寸或上偏差与下偏差之代数差的绝对值。公差取绝对值不存在负值,也不允许为零,所以公差永远大于零。用公式表示

$$\text{孔的公差} \quad T_h = |D_{\max} - D_{\min}| = |ES - EI| \quad (1-1)$$

$$\text{轴的公差} \quad T_s = |d_{\max} - d_{\min}| = |es - ei| \quad (1-2)$$

应当指出,公差与偏差是两个截然不同的概念,公差代表制造精度的要求,反映加工难易程度;而偏差表示与基本尺寸偏离的程度,与加工难易程度无关。

3. 零线

零线是指在公差带图中,确定偏差的一条基准直线,即零偏差线。通常零线表示基本尺寸,正偏差位于零线的上方,负偏差位于零线的下方(图 1-2)。

由于公差和极限偏差的数值与基本尺寸数值相比,差别很大,不使用同一比例尺表示两者之间的关系。为了便于讨论,只画出放大的孔、轴公差带,即采用公差与配合图解(简称公差带图)。

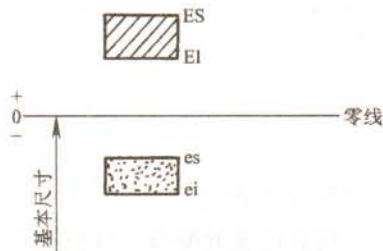


图 1-2 零线和公差带

4. 尺寸公差带(简称公差带)

尺寸公差带是指在公差带图中,由代表上、下偏差或者最大、最小极限尺寸的两条直线所限定的一个区域。公差带在垂直零线方向的宽度代表公差值,用适当比例画出;公差带沿零线方向的长度可适当任取。在公差带图中,习惯上基本尺寸和极限尺寸以毫米(mm)为单位,而极限偏差和公差以微米(μm)为单位,两种单位在图中均不必标出。上、下偏差的数值前冠以“+”、“-”号,与零线重合的偏差数值为零,不必标出。

在国家标准中,公差带包括“公差带大小”和“公差带位置”两个参数。前者由标准公差确定,后者由基本偏差确定(见本章第二节)。

三、有关“配合”方面

1. 配合

配合是指基本尺寸相同的、相互结合的孔与轴公差带之间的关系。应当指出,按同一种配合生产的一批孔、轴装配后,其配合松紧各不相同,所以不能把配合理解为一个具体的孔、轴组合,而用孔、轴公差带的关系来表达配合才更确切。

2. 间隙或过盈

孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸所得的代数差,此差值为正是间隙,用 X 表示;为负是过盈,用 Y 表示。

根据孔、轴公差带之间的相互关系,配合可分为间隙配合、过盈配合和过渡配合三种。

3. 间隙配合

具有间隙的配合,其特征是孔的公差带在轴的公差带之上(图 1-3a)。即使把孔做得最小,轴做得最大,装配后仍保证有一定的间隙(包括最小间隙等于零)。

由于孔和轴都有公差,所以实际间隙的大小随孔和轴的实际尺寸而变化。

孔的最大(小)极限尺寸减轴的最小(大)极限尺寸所得的代数差,称为最大(小)间隙 $X_{\max}(X_{\min})$,即等于孔的上(下)偏差减轴的下(上)偏差:

$$X_{\max}(X_{\min}) = D_{\max}(D_{\min}) - d_{\min}(d_{\max}) = ES(EI) - ei(es) \quad (1-3)$$

孔和轴都为平均尺寸 D_{av} 、 d_{av} 时, 形成的间隙称为平均间隙 X_{av} , 用公式表示为

$$X_{av} = D_{av} - d_{av} = \frac{X_{max} + X_{min}}{2} \quad (1-4)$$

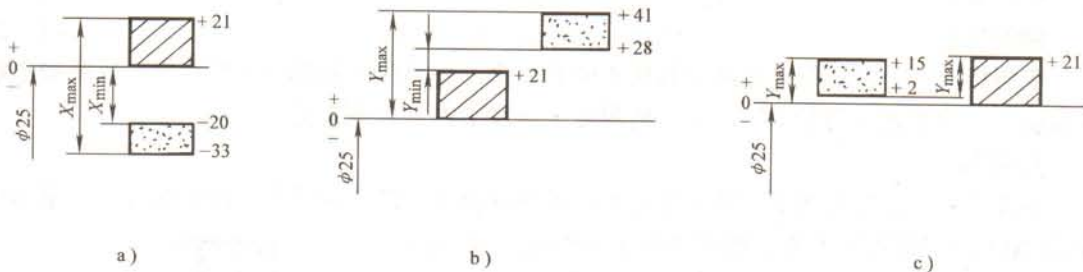


图 1-3 孔、轴公差带图

a) 间隙配合 b) 过盈配合 c) 过渡配合

4. 过盈配合

具有过盈的配合, 其特征是孔的公差带在轴的公差带之下 (图 1-3b)。即使把孔做得最大, 轴做得最小, 装配后仍保证有一定的过盈 (包括最小过盈等于零)。实际过盈的大小也随孔和轴的实际尺寸而变化。

孔的最大 (小) 极限尺寸减轴的最小 (大) 极限尺寸, 所得的代数差称为最小 (大) 过盈 $Y_{min} (Y_{max})$, 即等于孔的上 (下) 偏差减轴的下 (上) 偏差:

$$Y_{min} (Y_{max}) = D_{max} (D_{min}) - d_{min} (d_{max}) = ES(EI) - ei(es) \quad (1-5)$$

孔和轴都为平均尺寸 D_{av} 、 d_{av} 时, 形成的过盈称为平均过盈 Y_{av} , 用公式表示为

$$Y_{av} = D_{av} - d_{av} = \frac{Y_{max} + Y_{min}}{2} \quad (1-6)$$

注意: 过盈数值为负表示过盈的特征, 并不是数学上的含义。因此过盈数值的前面必须冠以“-”号。

5. 过渡配合

可能具有间隙或过盈的配合。其特征是孔的公差带与轴的公差带相互交叠 (图 1-3c)。孔的最大 (小) 极限尺寸减轴的最小 (大) 极限尺寸, 所得的代数差称为最大间隙 X_{max} (最大过盈 Y_{max}), 即等于孔的上 (下) 偏差减轴的下 (上) 偏差:

$$X_{max} (Y_{max}) = D_{max} (D_{min}) - d_{min} (d_{max}) = ES(EI) - ei(es) \quad (1-7)$$

孔和轴都为平均尺寸 D_{av} 、 d_{av} 时, 形成平均间隙 X_{av} 或平均过盈 Y_{av} , 用公式表示为

$$X_{av} (Y_{av}) = D_{av} - d_{av} = \frac{X_{max} + Y_{max}}{2} \quad (1-8)$$

按上式计算所得的值为正时是平均间隙 X_{av} , 为负时是平均过盈 Y_{av} 。

6. 配合公差 (T_f)

配合公差是指允许间隙或过盈的变动量。这是设计人员根据相配件的使用要求确定的。配合公差反映配合精度, 是评定配合质量的第一个重要指标。配合公差越大, 配合精度越低; 配合公差越小, 配合精度越高。配合公差的大小为配合中两个界限值的代数差的绝对值。

对于间隙配合

$$T_f = |X_{max} - X_{min}| \quad (1-9)$$

$$\text{对于过盈配合} \quad T_f = |Y_{\min} - Y_{\max}| \quad (1-10)$$

$$\text{对于过渡配合} \quad T_f = |X_{\max} - Y_{\max}| \quad (1-11)$$

将以上三式中的极限间隙或过盈用孔、轴的极限尺寸（偏差）代入，则导出

$$T_f = T_h + T_s \quad (1-12)$$

即配合公差等于孔公差与轴公差之和。由此可以看出配合精度与零件加工精度有关。配合精度要求越高，则孔、轴的加工精度也应越高（公差越小）；配合精度要求越低，则孔、轴的加工精度也应越低（公差越大）。设计时经常用到此公式，根据配合精度的要求来确定孔和轴的尺寸公差。

7. 配合公差带图

为了直观地表示相互结合的孔、轴的配合精度和配合性质，国家标准提出了配合公差带图（图 1-4）。画配合公差带图的规则与画孔、轴公差带图一样，配合公差带用一长方形区域表示。图中的零线表示间隙或过盈等于零；零线以上为正，表示间隙；零线以下为负，表示过盈。配合公差带两端至零线的距离为极限间隙或过盈，而两端之间的距离为配合公差。极限间隙和极限过盈可以微米（ μm ）或毫米（ mm ）为单位。

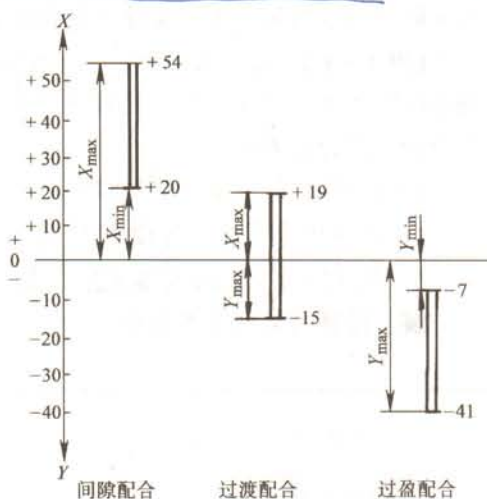


图 1-4 配合公差带图

配合公差带完全在零线以上的为间隙配合；完全在零线以下的为过盈配合；跨在零线上的为过渡配合。

8. 基准制

国家标准对配合规定了基孔制和基轴制两种基准制（图 1-5）。

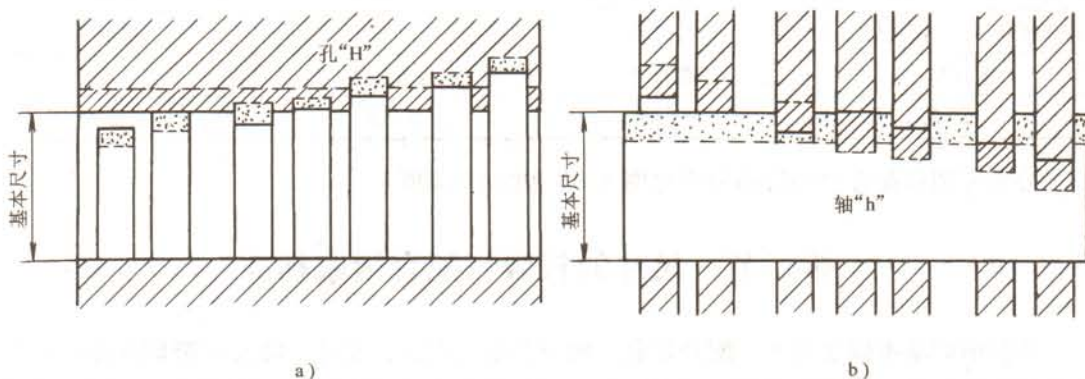


图 1-5 两种基准制配合

a) 基孔制配合 b) 基轴制配合

(1) 基孔制 (H) 基本偏差为一定的孔的公差带，与不同基本偏差的轴的公差带形成各种配合的一种制度。基孔制的孔为基准孔，它的公差带在零线上方，且基本偏差 (EI) 为

零。

(2) 基轴制 (h) 基本偏差为一定的轴的公差带, 与不同基本偏差的孔的公差带形成各种配合的一种制度。基轴制的轴为基准轴, 它的公差带在零线下方, 且基本偏差 (es) 为零。

基准制确定后, 基准孔 (轴) 公差带的位置就相应确定, 则可用非基准轴 (孔) 公差带的不同位置 (基本偏差) 来建立各种配合。

【例 1-1】求下列三种孔、轴配合的基本尺寸, 上、下偏差, 公差, 配合公差, 最大、最小极限尺寸, 最大、最小间隙或过盈, 说明其配合性质和采用的基准制, 并画出它们的公差带图及配合公差带图。

1) 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ mm 与轴 $\phi 25^{+0.020}_{-0.033}$ mm 相配合。

2) 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ mm 与轴 $\phi 25^{+0.041}_{+0.028}$ mm 相配合。

3) 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ mm 与轴 $\phi 25^{+0.015}_{+0.002}$ mm 相配合。

解 计算结果列于下表中

(单位: mm)

三种孔、轴	1		2		3	
	孔	轴	孔	轴	孔	轴
基本尺寸	25	25	25	25	25	25
上偏差 ES(es)	+0.021	-0.020	+0.021	+0.041	+0.021	+0.015
下偏差 EI(es)	0	-0.033	0	+0.028	0	+0.002
最大极限尺寸 $D_{\max}(d_{\max})$	25.021	24.980	25.021	25.041	25.021	25.015
最小极限尺寸 $D_{\min}(d_{\min})$	25	24.967	25	25.028	25	25.002
公差 $T_h(T_s)$	0.021	0.013	0.021	0.013	0.021	0.013
配合公差 T_f	0.034		0.034		0.034	
最大间隙 (X_{\max})/过盈 (Y_{\max})	+0.054		-0.041		+0.019	
最小间隙 (X_{\min})/过盈 (Y_{\min})	+0.020		-0.007		-0.015	
配合类别	间隙配合		过盈配合		过渡配合	
基准制	基孔制		基孔制		基轴制	

公差带图和配合公差带图分别见图 1-3 和图 1-4 所示。

第二节 尺寸的极限与配合国家标准

从前面的基本概念可知, 配合是孔、轴公差带的组合, 而孔、轴公差带是由公差带的大小和位置两个基本要素组成的。前者决定公差数值的大小 (即配合的精度), 后者决定配合性质。为了实现互换性和满足各种使用要求, 国家标准 (简称国标) 按不同的基本尺寸, 对这两个基本要素分别予以标准化, 规定了标准公差和基本偏差数值两个系列。

一、标准公差系列

标准公差是国标中表列的 (表 1-1) 用以确定公差带大小的任一公差值。显然设计时应尽量采用标准公差值, 它的数值是根据下列规律制定的。

表 1-1 标准公差数值(GB/T 1800.3—1998)

基本尺寸/mm	公差等级																			
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	μm													mm						
≤3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.10	0.14	0.25	0.40	0.60	1.0	1.4
>3~6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.30	0.48	0.75	1.2	1.8
>6~10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.90	1.5	2.2
>10~18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.70	1.10	1.8	2.7
>18~30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.30	2.1	3.3
>30~50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1.00	1.60	2.5	3.9
>50~80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.30	0.46	0.74	1.20	1.90	3.0	4.6
>80~120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.40	2.20	3.5	5.4
>120~180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.40	0.63	1.00	1.60	2.50	4.0	6.3
>180~250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.90	4.6	7.2
>250~315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.30	2.10	3.20	5.2	8.1
>315~400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.40	2.30	3.60	5.7	8.9
>400~500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.50	4.00	6.3	9.7

注：基本尺寸小于或等于 1mm 时，无 IT14 至 IT18。

1. 标准公差因子

标准公差因子 i 是计算标准公差的基本单位，也是制定标准公差数值系列的基础。公差是用来控制加工误差的。在相同的加工条件下，基本尺寸不同的孔或轴，加工后产生的加工误差也不同（即加工误差与基本尺寸有一定的关系）。对小于 500mm 的尺寸，通过大量的生产实践和科学实验，经统计分析发现，加工误差与基本尺寸呈立方抛物线的关系（图 1-6）。该实验曲线的方程式称为制定标准公差（尺寸至 500mm）的标准公差因子 i ，可用下式表示：

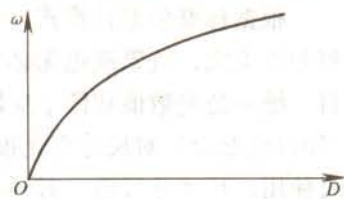


图 1-6 加工误差 ω 与基本尺寸 D 的关系

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D \quad (1-13)$$

式中 i ——标准公差因子 (μm)；

D ——尺寸段内首尾两个尺寸的几何平均尺寸 (mm)。

上式表明，标准公差因子是基本尺寸的函数。式中第一项表示公差与基本尺寸的关系符合立方抛物线关系；第二项是考虑补偿检测误差（主要是检测时温度的变化造成的误差）的影响呈近似线性关系。

2. 标准公差等级、代号及其作用

标准公差等级是确定尺寸精确程度的等级。国标规定标准公差等级分为 20 级，它们用符号 IT（即国际公差 International Tolerance 的缩写）和阿拉伯数字组成的代号表示，即 IT01、IT0、IT1、IT2、…、IT18。其中 IT01 最高，从 IT01 至 IT18 等级依次降低，而相应的标准公差数值则依次递增。标准公差等级的高低决定了孔、轴的尺寸（加工）精度和配合精度。

3. 标准公差的计算规律

国标中的标准公差数值, 是根据公差等级按表 1-2 中的计算公式得出的。

表 1-2 尺寸 $\leq 500\text{mm}$ 的标准公差计算式

公差等级	IT01			IT0			IT1		IT2		IT3		IT4	
公差值	0.3+0.008 <i>D</i>			0.5+0.012 <i>D</i>			0.8+0.020 <i>D</i>		见注 2					
公差等级	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
公差值	7 <i>i</i>	10 <i>i</i>	16 <i>i</i>	25 <i>i</i>	40 <i>i</i>	64 <i>i</i>	100 <i>i</i>	160 <i>i</i>	250 <i>i</i>	400 <i>i</i>	640 <i>i</i>	1000 <i>i</i>	1600 <i>i</i>	2500 <i>i</i>

注: 1. D —基本尺寸段的几何平均值 (mm); i —标准公差因子 (μm), $i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D$ 。

2. 对等级 IT2、IT3 和 IT4 没有给出计算公式, 其标准公差数值在 IT1 和 IT5 的数值之间, 大致按几何级数递增。

从表 1-2 可见, 在 IT5~IT18 各级中, 标准公差 IT 由标准公差等级系数 a 与标准公差因子 i 的乘积来确定, 即 $IT = ai$ 。标准公差等级系数 a 采用优先数系 R5。从 IT6 开始, 每隔 5 级, 标准公差数值扩大 10 倍。显然, 标准公差等级越低, 公差等级系数 a 就越大。当基本尺寸一定时, 由式 (1-13) 知 i 为定值, 此时公差等级系数 a 则成为决定标准公差大小的惟一参数, 它在一定程度上反映了加工的难易程度。

对高精度 IT01、IT0、IT1, 主要考虑检测误差的影响, 其尺寸误差与基本尺寸呈线性关系, 且三个标准公差等级之间的常数和系数, 均采用优先数系的派生系列 R10/2。

IT2、IT3、IT4 三个标准公差等级的标准公差, 是在 IT1 与 IT5 之间按等比级数插入的。

4. 尺寸分段

根据标准公差计算式, 每个基本尺寸都应有一个相应的公差数值, 这样编制的公差表格将非常庞大, 既繁琐也无必要, 反而给生产带来许多困难。为了简化公差表格、减少公差数目、统一公差数值和便于应用, 国标对基本尺寸进行了分段 (表 1-1)。但考虑到某些配合 (如过盈配合) 对尺寸变化很敏感, 故在一个尺寸段中可再细分 2~3 段, 以供确定基本偏差时使用。尺寸分段后, 对同一尺寸段内的所有基本尺寸, 按尺寸分段首尾两个尺寸的几何平均尺寸计算 (如, 对 $> 18 \sim 30\text{mm}$ 尺寸段, 基本尺寸 D 的计算值为 $\sqrt{18 \times 30} \text{mm} \approx 23.24\text{mm}$, 标准公差因子 i 相应按 $D = 23.24\text{mm}$ 计算), 并获得统一的标准公差因子。由表 1-1 可见, 同一尺寸段内的所有基本尺寸, 在标准公差等级相同时, 规定相同的标准公差。而同一标准公差等级的不同尺寸段, 其标准公差数值不相等, 但其精确程度和加工难易程度应理解为相同。

按公式计算的各级公差数值, 经尾数化整规则进行圆整后得出的标准公差数值见表 1-1。实际应用时根据标准公差等级, 直接查表选取标准公差数值, 以满足标准化和互换性要求。

二、基本偏差系列

1. 基本偏差及其作用

基本偏差是用来确定公差带相对于零线位置的上偏差或下偏差, 一般为靠近零线的那个偏差 (图 1-7)。当公差带位于零线上方时, 其基本偏差为下偏差; 当公差带位于零线下方时, 其基本偏差为上偏差。基本偏差是确保公差带位置标准化的惟一指标, 原则上与公差等

级无关。

为满足机器中各种不同性质的和不同松紧程度的配合,需要有一系列不同的公差带位置以组成各种不同的配合。

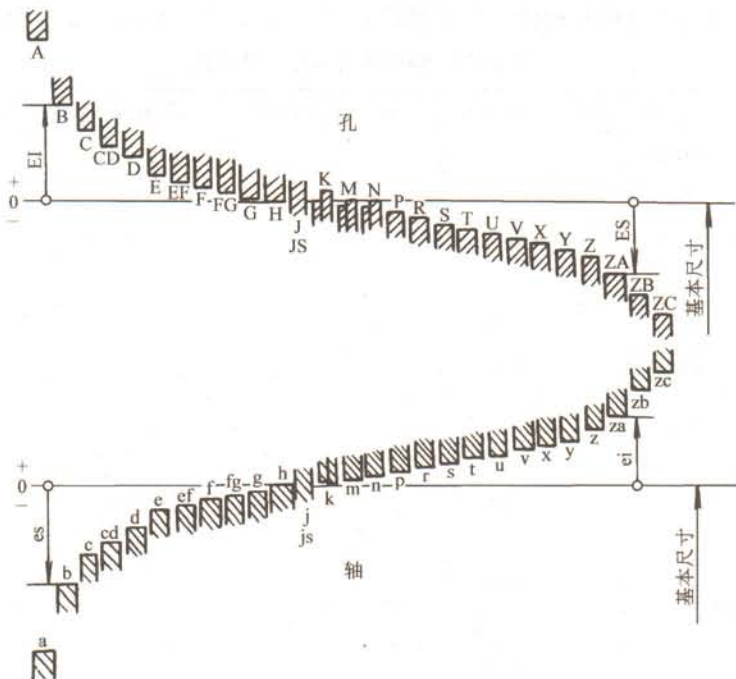


图 1-7 孔、轴基本偏差系列图

2. 基本偏差代号及其特点

国标对孔和轴分别规定了 28 种基本偏差。每种基本偏差用一个或两个拉丁字母表示,称为基本偏差代号。孔的基本偏差代号采用大写字母;轴的基本偏差代号采用小写字母。在 26 个拉丁字母中,去掉易与其他含义混淆的五个字母: I、L、O、Q、W (i、l、o、q、w),同时增加 CD、EF、FG、JS、ZA、ZB、ZC (cd、ef、fg、js、za、zb、zc) 七个双字母,共 28 种基本偏差代号,反映了孔、轴各 28 种公差带的位置,构成的基本偏差系列图如图 1-7 所示。

基本偏差系列中 H(h) 的基本偏差为零,表示基准孔(轴)的基本偏差。

JS(js) 与零线对称,上偏差 $ES(es) = +\frac{IT}{2}$,下偏差 $EI(ei) = -\frac{IT}{2}$,故基本偏差为上偏差或下偏差。JS(js) 的数值,对 IT7 至 IT11,若 IT 的数值(μm)为奇数,则取偏差 $= \pm \frac{IT-1}{2}$ 。

J(j) 有被 JS(js) 逐渐取代的趋势。

在孔的基本偏差系列中, A~H 的基本偏差为下偏差 EI (正值), J~ZC 的基本偏差为上偏差 ES (除 J、K、M 外,皆为负值)。

在轴的基本偏差系列中, a~h 的基本偏差为上偏差 es (负值), j~zc 的基本偏差为下偏差 ei (除 j 外,皆为正值)。

A~H (a~h) 基本偏差数值的绝对值逐渐减小, J~ZC (j~zc) 基本偏差数值的绝对值一般为逐渐增大。

图 1-7 中各公差带只画出基本偏差一端, 另一端取决于标准公差数值的大小。

3. 轴的基本偏差数值的确定

轴的基本偏差数值是以基孔制 H 为基础, 根据轴与基准孔的各种配合要求, 从生产实践和大量实验中, 经统计分析整理出一系列经验公式 (表 1-3) 计算而得, 详见表 1-4。

表 1-3 轴的基本偏差计算公式

基本偏差代号	适用范围	基本偏差 es 计算公式/ μm	基本偏差代号	适用范围	基本偏差 ei 计算公式/ μm
a	$D \leq 120\text{mm}$	$-(265 + 1.3D)$	j	IT5 至 IT8	经验数据
	$D > 120\text{mm}$	$-3.5D$	k	$\leq \text{IT3}$ 及 $\geq \text{IT8}$	0
b	$D \leq 160\text{mm}$	$-(140 + 0.85D)$		IT4 至 IT7	$+0.6 \sqrt[3]{D}$
	$D > 160\text{mm}$	$-1.8D$	m		$+(\text{IT7} - \text{IT6})$
c	$D \leq 40\text{mm}$	$-52D^{0.2}$	n		$+5D^{0.34}$
	$D > 40\text{mm}$	$-(95 + 0.8D)$	p		$+\text{IT7} + (0 \sim 5)$
cd		$-\sqrt{cd}$	r		$+\sqrt{ps}$
d		$-16D^{0.44}$	s	$D \leq 50\text{mm}$	$+\text{IT8} + (1 \sim 4)$
e		$-11D^{0.41}$		$D > 50\text{mm}$	$+\text{IT7} + 0.4D$
ef		$-\sqrt{ef}$	t		$+\text{IT7} + 0.63D$
f		$-5.5D^{0.41}$	u		$+\text{IT7} + D$
fg		$-\sqrt{fg}$	v		$+\text{IT7} + 1.25D$
g		$-2.5D^{0.34}$	x		$+\text{IT7} + 1.6D$
h		0	y		$+\text{IT7} + 2D$
js		$es = +\frac{\text{IT}}{2}$ 或 $ei = -\frac{\text{IT}}{2}$	z		$+\text{IT7} + 2.5D$
			za		$+\text{IT8} + 3.15D$
			zb		$+\text{IT9} + 4D$
			zc		$+\text{IT10} + 5D$

a~h 用于间隙配合, 其基本偏差数值的绝对值正好等于最小间隙。其中 a、b、c 主要用于大间隙或热动配合, 考虑到热膨胀的影响, 采用与基本尺寸成线性的关系式。d、e、f 主要用于旋转运动, 为保证良好的液体摩擦, 最小间隙与基本尺寸 $D^{0.5}$ 成正比, 同时考虑到表面粗糙度的影响, 表面波峰在使用过程中会逐渐磨平而使间隙增大, 故间隙应适当减小, 即计算式中的指数略小于 0.5。g 主要用于滑动或定心配合的半液体摩擦, 要求间隙小, 所以 D 的指数更要减小, 近似成立方根的关系。cd、ef、fg 基本偏差数值的绝对值分别按 c 与 d、e 与 f、f 与 g 基本偏差数值的绝对值的几何平均值确定, 主要用于小尺寸的旋转运动。

j~n 主要用于过渡配合, 所得间隙或过盈均不太大, 以保证孔、轴配合时, 有较好的对中性, 且易于拆卸。其中 j 的基本偏差根据经验数据制订, 它目前主要用于与滚动轴承相配的轴。k、m、n 的基本偏差没有特殊规律, 一般用统计方法来确定, 采用与基本尺寸成立方根的关系式, 如 n 的基本偏差为 $+5D^{0.34}$ 。

p~zc 主要用于过盈配合, 常按相配基准孔的标准公差 (多数为 H7) 和所需的最小过盈 (与 D 成线性关系) 来确定其基本偏差数值, 以保证孔、轴结合时具有足够的联接强度, 正常地传递转矩。其中最小过盈的系列符合优先数系, 规律性较好。

4. 孔的基本偏差数值的确定

国标中规定基孔制与基轴制是两种并行的配合基准制，构成非基准件的基本偏差计算公式所考虑的因素也是一致的。因此孔的基本偏差数值，可由同名字母轴的基本偏差数值按一定规则换算而得。

换算的原则为：在孔、轴为同一标准公差等级，或孔比轴低一级的配合条件下，当基轴制中孔的基本偏差代号与基孔制中轴的基本偏差代号同名（如 F 与 f）时，保证两种基准制的同名配合松紧相同（两者具有相同的极限间隙或极限过盈）。例如 $\phi 30\text{F8}/\text{h8}$ 和 $\phi 30\text{H8}/\text{f8}$ ， $\phi 30\text{M7}/\text{h6}$ 和 $\phi 30\text{H7}/\text{m6}$ ， $\phi 30\text{U7}/\text{h6}$ 和 $\phi 30\text{H7}/\text{u6}$ 即为两种基准制的同名配合。据此，在基本尺寸 $\leq 500\text{mm}$ 时，孔的基本偏差数值可按以下两种规则换算。

(1) 通用规则 用同名字母表示的孔、轴基本偏差的绝对值相等，而符号相反（图 1-8a、b）。

通用规则的适用范围：

对于 A~H，因其基本偏差（EI）和对应轴的基本偏差（es）的绝对值，都等于最小间隙的绝对值，故不论孔、轴是否采用同级配合，均按 $\text{EI} = -\text{es}$ 计算。

对于 K~ZC，因标准公差大于 IT8 的 K、M、N 和大于 IT7 的 P~ZC，通常孔、轴采用同级配合，故按 $\text{ES} = -\text{ei}$ 计算。但标准公差大于 IT8，基本尺寸大于 3mm 的 N 除外，其 $\text{ES} = 0$ 。

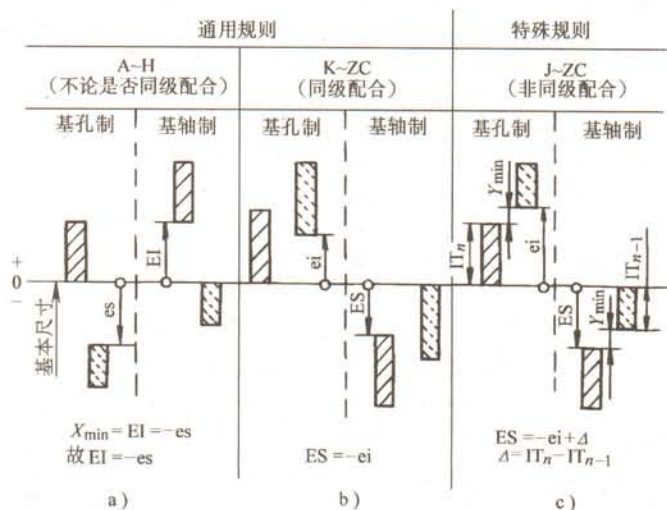


图 1-8 孔的基本偏差计算规则

(2) 特殊规则 用同名字母表示的孔、轴基本偏差（ES 和 ei）的符号相反，而绝对值相差一个 Δ 值。

由于在较高的标准公差等级中公差较小，加工同级孔、轴时，孔加工要困难些，因而国标规定，孔的标准公差等级应比轴低一级相配合，同时要求两种基准制所形成的配合性质亦相同。由图 1-8c 可知：

$$\text{基孔制时} \quad Y_{\min} = \text{ES} - \text{ei} = (+\text{IT}_n) - \text{ei}$$

$$\text{基轴制时} \quad Y_{\min} = \text{ES} - \text{ei} = \text{ES} - (-\text{IT}_{n-1})$$

$$\text{因为} \quad (+\text{IT}_n) - \text{ei} = \text{ES} - (-\text{IT}_{n-1})$$

$$\text{由此得出孔的基本偏差为} \quad \text{ES} = -\text{ei} + \Delta \quad \Delta = \text{IT}_n - \text{IT}_{n-1}$$

式中， IT_n 和 IT_{n-1} 分别表示某级孔和比孔高一级的轴的标准公差。

特殊规则适用于标准公差 $\leq \text{IT8}$ 的 J、M、N 及 $\leq \text{IT7}$ 的 P~ZC。

根据上述规则和经验数据计算，并按国标规定化整后编制出孔的基本偏差数值（见表 1-5）。实际应用时直接查用。

5. 孔、轴公差带中另一极限偏差的确定

基本偏差仅确定了公差带中靠近零线的一个极限偏差，而另一个极限偏差则由标准公差决定。当公差带在零线上方时。基本偏差为 EI(ei)，另一极限偏差为上偏差 $\text{ES}(\text{es}) = \text{EI}(\text{ei})$

+ $T_h(T_s)$ 。当公差带在零线下方时,基本偏差为 ES(es),另一极限偏差为下偏差 EI(ei)= $ES(es)-T_h(T_s)$ 。

表 1-5 孔的基本偏差数值(摘要)

(单位: μm)

基本 偏差	下 偏 差 (EI)										JS	上 偏 差 (ES)									
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	H		J	K	M	N						
基本尺 寸/mm	公 差 等 级																				
大于至	所有等级											6	7	8	≤8	>8	≤8	>8	≤8	>8	
— 3	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+6	+2	0	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
3 6	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	+5	+6	+10	-1+Δ	—	-4+Δ	-4	-8+Δ	0
6 10	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	+5	+8	+12	-1+Δ	—	-6+Δ	-6	-10+Δ	0
10 14	14	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0	+6	+10	+15	-1+Δ	—	-7+Δ	-7	-12+Δ	0
14 18	18	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0	+8	+12	+20	-2+Δ	—	-8+Δ	-8	-15+Δ	0
18 24	24	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0	+10	+14	+24	-2+Δ	—	-9+Δ	-9	-17+Δ	0
24 30	30	+320	+180	+130	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0	+13	+18	+28	-2+Δ	—	-11+Δ	-11	-20+Δ	0
30 40	40	+330	+190	+140	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0	+16	+22	+34	-3+Δ	—	-13+Δ	-13	-23+Δ	0
40 50	50	+340	+200	+150	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0	+18	+26	+41	-3+Δ	—	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
50 65	65	+360	+220	+170	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
65 80	80	+380	+240	+180	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
80 100	100	+410	+260	+200	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
100 120	120	+460	+280	+210	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
120 140	140	+520	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
140 160	160	+580	+340	+240	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
160 180	180	+660	+380	+260	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
180 200	200	+740	+420	+280	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
200 225	225				—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
225 250	250				—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
基本 偏差	上 偏 差 (ES)													Δ							
	P至ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC								
基本尺 寸/mm	公 差 等 级																				
大于至	≤7	>7													3	4	5	6	7	8	
— 3	在大于7级相应数值上增加一个Δ值	-6	-10	-14	—	-18	—	-20	—	-26	-32	-40	-60	0							
3 6		-12	-15	-19	—	-23	—	-28	—	-35	-42	-50	-80	1	1.5	1	3	4	6		
6 10		-15	-19	-23	—	-28	—	-34	—	-42	-52	-67	-97	1	1.5	2	3	6	7		
10 14		-18	-23	-28	—	-33	—	-40	—	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9		
14 18		-22	-28	-35	—	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1.5	2	3	4	8	12		
18 24		-26	-34	-43	—	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	1.5	3	4	5	9	14		
24 30		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16		
30 40		-37	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	—	—	—	—	—	—		
40 50		-43	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19		
50 65		-48	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	—	—	—	—	—	—		
65 80	-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23			
80 100		-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	—	—	—	—	—	—			
100 120		-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	—	—	—	—	—	—			
120 140		-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	—	—	—	—	—	—			
140 160	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	3	4	6	9	17	26			
160 180		-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	—	—	—	—	—	—			
180 200		-88	-148	-204	-292	-348	-433	-528	-648	-828	-1068	-1368	—	—	—	—	—	—			
200 225		-92	-152	-208	-296	-352	-437	-532	-652	-832	-1072	-1372	—	—	—	—	—	—			
225 250		-96	-156	-212	-300	-356	-441	-536	-656	-836	-1076	-1376	—	—	—	—	—	—			

注: 1. 基本尺寸小于 1mm 时, 各级的 A 和 B 及大于 8 级的 N 均不采用。

2. JS 的数值, 对 IT7 至 IT11, 若 IT 的数值 (μm) 为奇数, 则取偏差为 $\pm \frac{IT-1}{2}$ 。

3. 对小于或等于 IT8 的 K、M、N 和小于或等于 IT7 的 P 至 ZC, 所需 Δ 值从表内右侧栏选取, 例如, 大于 6~10mm 的 P6, $\Delta=3$, 所以 $ES=(-15+3)\mu\text{m}=-12\mu\text{m}$ 。

【例 1-2】查表确定 $\phi 30\text{H}7/\text{p}6$ 的孔、轴基本偏差和另一极限偏差, 按换算规则求 $\phi 30\text{P}7/\text{h}6$ 的极限偏差, 画出公差带图, 并比较两种基准制的配合。

解 查表 1-1, 基本尺寸 30 属于 $>18 \sim 30\text{mm}$ 尺寸段内, $IT6=13\mu\text{m}$, $IT7=21\mu\text{m}$ 。

$\phi 30H7$ 为基准孔, 即 $EI=0$, $ES=EI+IT7=+21\mu\text{m}$ 。

查表 1-4, 基本尺寸 30 属于 $>24 \sim 30\text{mm}$ 尺寸段内, 轴 p 的基本偏差 $ei=+22\mu\text{m}$, 则 $es=ei+IT6=+135\mu\text{m}$ 。

$\phi 30h6$ 为基准轴, 即 $es=0$, $ei=es-IT6=-13\mu\text{m}$ 。

$\phi 30P7$ 应按特殊规则计算:

因为

$$\Delta = IT7 - IT6 = 8\mu\text{m}$$

所以 $ES = -ei + \Delta = (-22 + 8)\mu\text{m} = -14\mu\text{m}$ $EI = ES - IT7 = (-14 - 21)\mu\text{m} = -35\mu\text{m}$

由此得出

$$\phi 30P7 \left(\begin{smallmatrix} -0.014 \\ -0.035 \end{smallmatrix} \right), \phi 30h6 \left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.013 \end{smallmatrix} \right)$$

$$\phi 30H7 \left(\begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix} \right), \phi 30p6 \left(\begin{smallmatrix} +0.035 \\ +0.022 \end{smallmatrix} \right)$$

绘尺寸公差带图见图 1-9, 由图解和计算证实, $\phi 30H7/p6$ 和 $\phi 30P7/h6$ 的配合性质完全相同 (均为过盈配合), 即 $Y_{\min} = -1\mu\text{m}$, $Y_{\max} = -35\mu\text{m}$ 。

【例 1-3】查标准公差数值表和孔的基本偏差数值表, 确定 $\phi 30U7$ 极限偏差。

解 先查标准公差数值表 1-1, 基本尺寸 30 属于 $>18 \sim 30\text{mm}$ 尺寸段内, $IT7=21\mu\text{m}$ 。

查孔的基本偏差数值表 1-5, 确定孔的基本偏差数值。基本尺寸 30 属于 $>24 \sim 30\text{mm}$ 尺寸段内, U 为上偏差, 当标准公差等级 >7 时, 数值为 $-48\mu\text{m}$, 但这不符合本题的要求。按题意, 该孔的标准公差等级为 7 级, 符合 ≤ 7 级这一条件, 故应按表中左端的说明, 即“在 >7 级的数值上增加一个 Δ 值”, 在该表右端查出 $\Delta = 8\mu\text{m}$, 于是 U 的上偏差数值为

$$ES = -48\mu\text{m} + \Delta = (-48 + 8)\mu\text{m} = -40\mu\text{m}$$

因为

$$T_h = ES - EI$$

所以

$$EI = ES - T_h = (-40 - 21)\mu\text{m} = -61\mu\text{m}$$

三、公差带与配合的标准化

对于常用尺寸段 (基本尺寸 $\leq 500\text{mm}$), 根据国标规定的 20 个标准公差等级和孔、轴的 28 种基本偏差, 孔可组成 543 种公差带 (J 只有 6、7、8 三个公差等级), 轴可组成 544 种公差带 (j 只有 5、6、7、8 四个公差等级), 而这些公差带又可组成数目很多的配合。如果不加限制任意选用这些公差带和配合, 势必使标准繁杂, 既不利于生产管理, 也影响经济效益。为了减少零件、定值刀具、量具及工艺装备的品种和规格, 结合我国生产实际并参考其他国家的标准, 新国标对所选用的公差带与配合作了必要的限制。在常用尺寸段, 国标规定了一般、常用和优先孔公差带 105 种 (图 1-10), 轴公差带 119 种 (图 1-11)。其中圆圈内的 (孔、轴各 13 种) 为优先选用公差带, 方框内的 (孔 44 种, 轴 59 种) 为常用公差带, 其他为一般用途公差带。轴和孔的优先公差带的极限偏差见本章附表 1-1 和附表 1-2。

在精度设计中, 应该依次按照优先、常用和一般用途公差带的顺序, 组成要求的配合。仅在特殊情况下, 当一般公差带仍不能满足要求时, 才可以根据标准规定的标准公差和基本偏差组成所需要的新的公差带和配合。

为了使配合的选择更为集中, 国标在规定的孔、轴公差带的基础上, 还规定了基孔制的优

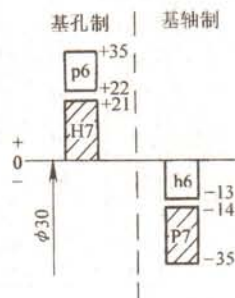


图 1-9 同名配合的尺寸公差带图

先配合 (13 种)、常用配合 (59 种) 和基轴制的优先配合 (13 种)、常用配合 (47 种), 见表 1-6 和表 1-7。基孔制和基轴制优先配合的极限间隙或极限过盈见附表 1-3。

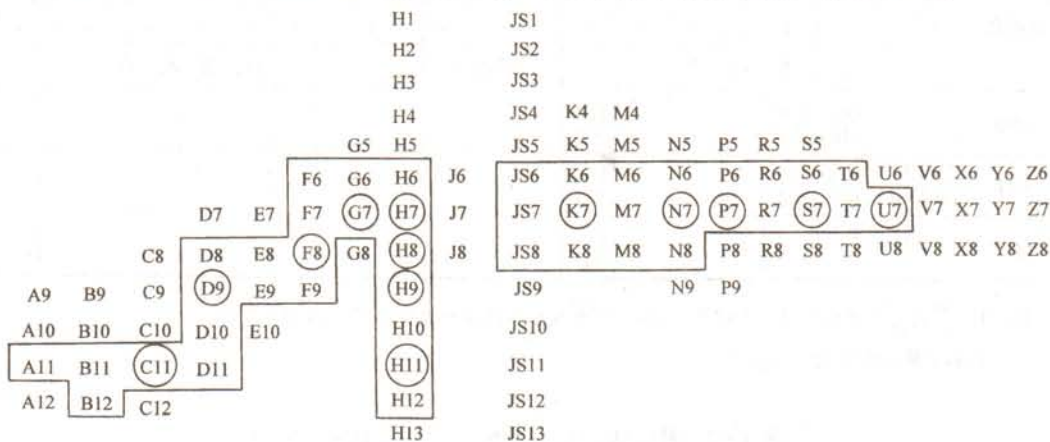


图 1-10 优先、常用和一般用途的孔公差带

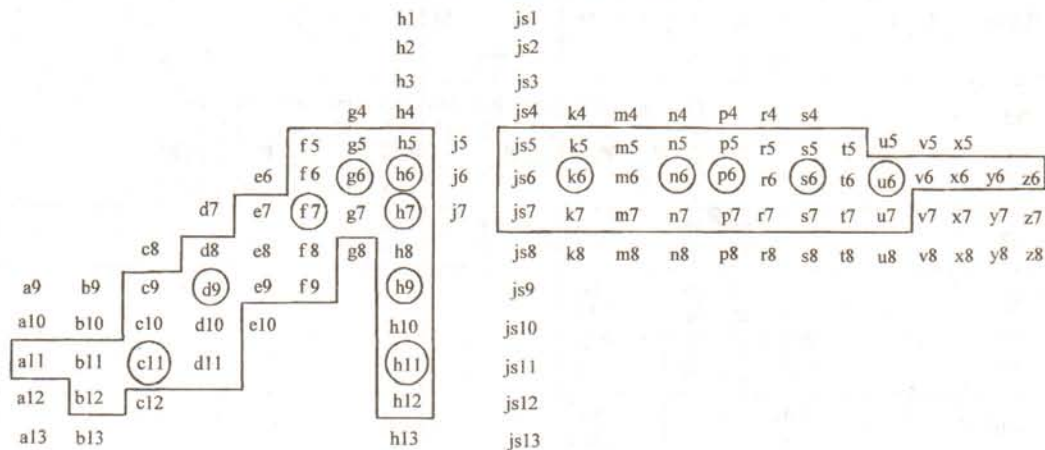


图 1-11 优先、常用和一般用途的轴公差带

表 1-6 基孔制优先、常用配合 (GB/T 1801—1999)

[illegible]

(续)

基准孔	轴																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
	间 隙 配 合								过渡配合			过 盈 配 合									
H10			$\frac{H10}{c10}$	$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h10}$													
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$													
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$													

注: 1. $\frac{H6}{n5}$ 和 $\frac{H7}{p6}$ 在基本尺寸小于或等于 3mm 和 $\frac{H8}{r7}$ 在小于或等于 100mm 时, 为过渡配合。

2. 标注 ∇ 的配合为优先配合。

表 1-7 基轴制优先、常用配合(GB/T 1801—1999)

基准轴	孔																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
	间 隙 配 合								过渡配合			过 盈 配 合									
h5						$\frac{F6}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{JS6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$	$\frac{R6}{h5}$	$\frac{S6}{h5}$	$\frac{T6}{h5}$					
h6						$\frac{F7}{h6}$	$\nabla \frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\nabla \frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\nabla \frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	$\nabla \frac{U7}{h6}$				
h7					$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{JS8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$									
h8				$\frac{D8}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$													
h9				$\nabla \frac{D9}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H9}{h9}$													
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$													
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\nabla \frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$													
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$													

注: 标注 ∇ 的配合为优先配合。

对于大尺寸段(基本尺寸 $> 500 \sim 3150\text{mm}$)的孔、轴公差带, 国标也作了类似的规定和相应的推荐。此外, 还对基本尺寸 $\leq 18\text{mm}$ 的孔、轴公差带, 制定了国标(没有推荐先后次序), 以满足仪器、仪表和钟表工业的需要, 各工厂可根据自己的实际情况自行选用。

第三节 线性尺寸的未注公差

在机械产品的零件上, 有许多尺寸为精度较低的非配合尺寸。为了明确而统一地处理这类尺寸的公差要求问题, 国家标准 GB/T 1804—2000《一般公差 未注公差的线性角度尺寸的公差》规定了线性尺寸的一般公差的等级和极限偏差(见本章附表 1-4 和附表 1-5)。

(续)

基本尺寸/mm	公 差 带																							
	c11	d9	f7	g6	h6	h7	h9	h11	k6	n6	p6	s6	u6											
>30~40	-120 -280	-80	-25	-9	0	0	0	0	+18	+33	+42	+59	+76 +60											
>40~50	-130 -290												-142	-50	-25	-16	-25	-62	-160	+2	+17	+26	+43	+86 +70
>50~65	-140 -330	-100	-30	-10	0	0	0	0	+21	+39	+51	+72 +53	+106 +87											
>65~80	-150 -340												-174	-60	-29	-19	-30	-74	-190	+2	+20	+32	+78 +59	+121 +102
>80~100	-170 -390	-120	-36	-12	0	0	0	0	+25	+45	+59	+93 +71	+146 +124											
>100~120	-180 -400												-207	-71	-34	-22	-35	-87	-220	+3	+23	+37	+101 +79	+166 +144
>120~140	-200 -450	-145	-43	-14	0	0	0	0	+28	+52	+68	+117 +92	+195 +170											
>140~160	-210 -460												-245	-83	-39	-25	-40	-100	-250	+3	+27	+43	+125 +100	+215 +190
>160~180	-230 -480																						+133 +108	+235 +210
>180~200	-240 -530	-170	-50	-15	0	0	0	0	+33	+60	+79	+151 +122	+265 +236											
>200~225	-260 -550												-285	-96	-44	-29	-46	-115	-290	+4	+31	+50	+159 +130	+287 +258
>225~250	-280 -570																						+169 +140	+313 +284
>250~280	-300 -620	-190	-56	-17	0	0	0	0	+36	+66	+88	+190 +158	+347 +315											
>280~315	-330 -650												-320	-108	-49	-32	-52	-130	-320	+4	+34	+56	+202 +170	+382 +350
>315~355	-360 -720	-210	-62	-18	0	0	0	0	+40	+73	+98	+226 +190	+426 +390											
>355~400	-400 -760												-350	-119	-54	-36	-57	-140	-360	+4	+37	+62	+244 +208	+471 +435
>400~450	-440 -840	-230	-63	-20	0	0	0	0	+45	+80	+108	+272 +232	+530 +490											
>450~500	-480 -880												-385	-131	-60	-40	-63	-155	-400	+5	+40	+68	+292 +252	+580 +540

附表 1-2 孔的优先公差带的极限偏差 (GB/T 1800.4—1999)

(单位: μm)[illegible]

(续)

基本尺寸/mm	公 差 带												
	C11	D9	F8	G7	H7	H8	H9	H11	K7	N7	P7	S7	U7
>250~280	+620	+320	+137	+69	+52	+81	+130	+320	+16	-14	-36	-138	-295
	+300											-190	-347
>280~315	+650	+190	+56	+17	0	0	0	0	-36	-66	-88	-150	-330
	+330											-202	-382
>315~355	+720	+350	+151	+75	+57	+89	+140	+360	+17	-16	-41	-169	-369
	+360											-226	-426
>355~400	+760	+210	+62	+18	0	0	0	0	-40	-73	-98	-187	-414
	+400											-244	-471
>400~450	+840	+385	+165	+83	+63	+97	+155	+400	+18	-17	-45	-209	-467
	+440											-272	-530
>450~500	+880	+230	+68	+20	0	0	0	0	-45	-80	-108	-229	-517
	+480											-292	-580

附表 1-3 基孔制与基轴制优先配合的极限间隙或极限过盈(GB/T 1801—1999)

(单位: μm)

基 孔 制		$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{u6}$
基 轴 制		$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{U7}{h6}$
基 本 尺 寸 /mm	>10~18	+35	+29	+61	+45	+136	+86	+315	+220	+17	+6	0	-10	-15
		+6	0	+16	0	+50	0	+95	0	-12	-23	-29	-39	-44
	>18~24	+41	+34	+74	+54	+169	+104	+370	+260	+19	+6	-1	-14	-20
		+7	0	+20	0	+65	0	+110	0	-15	-28	-35	-48	-54
	>24~30													-27
														-61
	>30~40	+50	+41	+89	+64	+204	+124	+440	+320	+23	+8	-1	-18	-35
		+9	0	+25	0	+80	0	+120	0	-18	-33	-42	-59	-76
	>40~50							+450	0					-45
								+130						-86
	>50~65	+59	+49	+106	+76	+248	+148	+520	+380	+28	+10	-2	-23	-57
		+10	0	+30	0	+100	0	+140	0	-21	-39	-51	-72	-106
	>65~80							+530	0				-29	-72
								+150					-78	-121
	>80~100	+69	+57	+125	+89	+294	+174	+610	+440	+32	+12	-2	-36	-89
		+12	0	+36	0	+120	0	+170	0	-25	-45	-59	-93	-146
	>100~120							+620	0				-44	-109
								+180					-101	-166
	>120~140							+700					-52	-130
								+200					-117	-195
	>140~160	+79	+65	+146	+103	+345	+200	+710	+500	+37	+13	-3	-60	-150
		+14	0	+43	0	+145	0	+210	0	-28	-52	-68	-125	-215
	>160~180							+730					-68	-170
								+230					-133	-230

附表 1-4 未注公差线性尺寸的极限偏差数值(GB/T 1804—2000) (单位: mm)

公差等级	尺 寸 分 段							
	0.5~3	>3~6	>6~30	>30~120	>120~400	>400~1000	>1000~2000	>2000~4000
精密 f	± 0.05	± 0.05	± 0.1	± 0.15	± 0.2	± 0.3	± 0.5	—
中等 m	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2
粗糙 c	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4
最粗 v	—	± 0.5	± 1	± 1.5	± 2.5	± 4	± 6	± 8

附表 1-5 倒圆半径与倒角高度尺寸的极限偏差数值(GB/T 1804—2000)

(单位: mm)

公差等级	尺 寸 分 段			
	0.5~3	>3~6	>6~30	>30
精密 f	± 0.2	± 0.5	± 1	± 2
中等 m				
粗糙 c	± 0.4	± 1	± 2	± 4
最粗 v				

注: 倒圆半径与倒角高度的含义参见 GB/T 6403.4—1986《零件倒圆与倒角》。

第二章 形状和位置公差

第一节 概 述

零件在加工过程中,由于机床精度不能保证,刀具的磨损,加工系统的振动,零件的定位及相对运动关系不准确,检测的误差,以及工人的操作技术水平等原因的影响,都会使零件制造得不可能绝对准确,致使零件各几何要素的形状和位置产生误差,零件几何要素的形状和位置误差简称形位误差,它对产品的使用性能会产生一定的不利影响。如轴颈和轴承的圆度误差会降低轴的旋转精度;导轨的直线度误差会影响运动精度;齿轮轴线的平行度误差会使齿轮啮合不均匀;摩擦片的平面度误差会降低其工作的可靠性等。总之,它不仅影响零件的装配性,而且对机器、仪器、刀具、量具等各种产品的工作精度、联结强度、密封性、运动平稳性、耐磨性,以及寿命、噪声等都有影响。因此,必须根据零件的功能要求,给定一个既经济又合理的形位公差。

一、规定形位公差的目的

1. 为了保证功能要求

图2-1b是阶梯轴加工后的实际尺寸和形状。从尺寸角度看它是合格的,但是由于两段轴的轴线不同轴,即存在位置误差,致使阶梯轴装不进合格的阶梯孔中。因此,为了保证零件的功能要求,必须对零件规定形位公差。

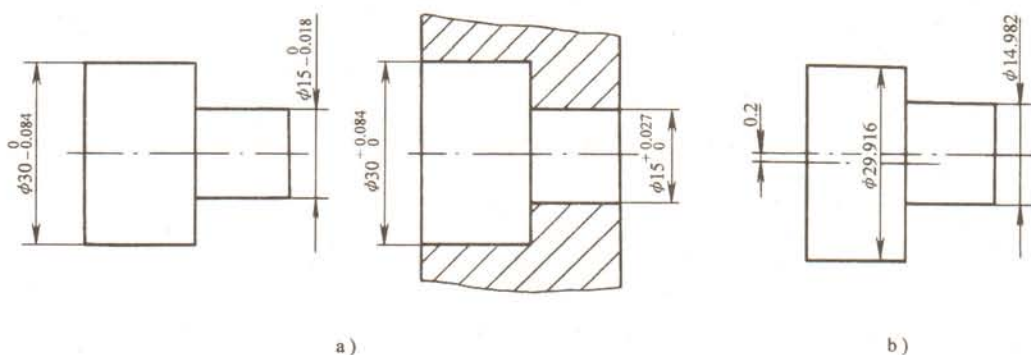


图2-1 阶梯轴的位置误差

a) 图样标注 b) 阶梯轴的实际尺寸和位置误差

2. 为了提高质量、降低成本

例如印刷机滚筒,倘若滚筒表面的圆柱度要求通过严格控制滚筒直径的变动量来达到,就需要给出严格的尺寸公差,导致加工困难,经济性差。这是因为,加工零件的尺寸精度由人的技术来保证,而加工零件的形位精度由机床设备本身的精度来保证。显然,为了提高质量、降低成本,必须对零件规定形位公差。故对于印刷机滚筒的直径可按未注尺寸公差处

理,但对滚筒表面则规定较高的圆柱度要求,这样既可保证印刷清晰,又能获得最佳的技术经济效益。

二、形位公差的研究对象

形位公差的研究对象是构成零件几何特征最基本的点、线、面,统称为几何要素。形状公差的研究对象有线和面两类要素,位置公差则还要涉及到点要素。几何要素可以从以下不同的角度进行分类。

1. 按存在的状态分

(1) 理想要素 指具有指定的几何意义,即不存在任何误差的要素。图样上组成零件图形的点、线、面都是理想要素。

(2) 实际要素 指零件上实际存在的要素。通常以测得要素来代替。由于测量时不可避免地有测量误差存在,所以测得要素并非该要素的真实情况。

理想要素是评定实际要素形位误差的依据。

2. 按所处地位分

(1) 被测要素 指在图样上给出形状或(和)位置公差要求,从而成为检测对象的要素。被测要素又可分为两种:①单一要素,指仅对其本身给出形状公差要求的要素;②关联要素,指对其它要素有功能要求而给出位置公差的要素。

(2) 基准要素 指用来确定被测要素方向或(和)位置的要素。理想的基准要素简称基准。

3. 按几何特征分

(1) 轮廓要素 指构成零件外形的点、线、面。它能直接被人们看到或摸到。

(2) 中心要素 指构成零件轮廓的对称中心的点、线、面。如零件的轴线、球心、圆心、两平行平面的中心平面等。中心要素虽然也是零件上实际客观存在的要素,但不能为人们直接所看到或摸到,必须通过分析才能说明它的存在。它是随着轮廓要素的存在而存在,离开轮廓要素就无中心要素。

三、形位公差项目及其含义

1. 形位公差项目、符号及分类

根据要素的特征和彼此的功能关系,GB/T 1182—1996中规定了形状公差和位置公差两大类共有十四个项目,各项目的名称、符号及分类见表2-1。由表可见,形状公差有四个项目,位置公差有八个项目,根据关联要素对基准功能要求的不同,这八个项目又可分为定向公差、定位公差和跳动公差。

2. 形位公差的概念

形状公差是单一实际要素的形状对其理想要素所允许的变动全量(有基准要求的轮廓度公差除外)。例如,直线度公差是限制实际直线对其理想直线变动量的一项指标;平面度公差是限制实际平面对其理想平面变动量的一项指标;圆度公差是限制实际圆对其理想圆变动量的一项指标;面轮廓度公差是限制实际曲面对其理想曲面变动量的一项指标。

位置公差是关联实际要素的方向或位置对基准所允许的变动量。例如:平行度公差是限制实际要素对基准在平行方向上变动量的一项指标;位置度公差是限制被测要素实际位置对其理想位置变动量的一项指标。

形位公差由形位公差带表达。

表 2-1 形位公差项目的名称、符号及分类 (摘自 GB/T 1182-1996)

分 类	特 征 项 目	符 号	有或无 基准要求	分 类	特 征 项 目	符 号	有或无 基准要求	
形 状 公 差	直线度		无	位 置 公 差	定 向	平行度		有
	平面度		无			垂直度		有
	圆 度		无			倾斜度		有
	圆柱度		无		定 位	对称度		有
形状或 位置公差	线轮廓度		无或有			同轴(同心)度		有
	面轮廓度		无或有			位置度		有或无
					跳 动	圆跳动		有
			全跳动				有	

四、形位公差带的概念

与尺寸公差带的概念相似,形位公差带是限制实际被测要素变动的区域。该区域的大小是由形位公差值来决定的。只要被测实际要素被包含在公差带内,则被测要素合格。形位公差带是形象地解释形位公差要求非常有效的工具,是正确选择形位误差检测方法的依据。作为一种由几何图形表示的空间区域,形位公差带具有形状、大小、方向、位置四个要素。

1. 公差带的形状

形位公差带的形状随实际被测要素的结构特征、所处的空间,以及要求控制方向的差异而有所不同,形位公差带的形状有九种,见表 2-2。形位公差带的形状繁多,概括起来,任何形位公差带的形状,都可用理想被测要素(一般用两个)包容实际被测要素时所具有的形状来获得。

表 2-2 形位公差带形状及其应用范围

[illegible]

(续)

公 差 带		适用被测要素							用于公差特征项目															
构成要素	图 示	球 面	任意 曲面	圆 锥 面	圆 柱 面	平 面	圆	任意 曲线	直 线	点	直 线 度	平 面 度	圆 度	圆 柱 度	线 轮 廓 度	面 轮 廓 度	平 行 度	垂 直 度	倾 斜 度	同 轴 度	对 称 度	位 置 度	圆 跳 动	全 跳 动
一个圆										●										▲		▲		
一个球										●												▲		
一个圆柱面									●		▲						▲	▲	▲	▲		▲		
两同轴圆柱面					●									▲										▲
两平行平面						●			●		▲	▲					▲	▲	▲		▲	▲		▲
两等距曲面		●														▲								

2. 公差带的大小

公差带的大小仅有两种情况,即公差带区域的宽度(距离) t 或直径 ϕt (t 是公差值),它表达形位精度要求的高低。在 GB/T 1184—1996 中,规定了各项目应注出的公差值和未注的公差值。公差值由设计者按照零件的功能和互换性要求来确定,并考虑加工的经济性和检测的可能性。注出的公差值应填入形位公差框格中的第二框格内。

3. 公差带的方向

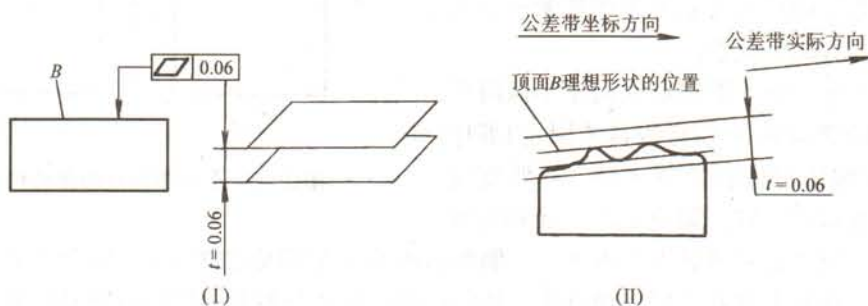


图 2-2 形状公差带方向

公差带的方向是指组成公差带的几何要素的延伸方向(圆度、圆跳动和点的位置度及同心度除外)。公差带的方向理论上应与图样上形位公差代号的指引线箭头所指方向垂直。如图 2-2 I 中平面度公差带的方向为水平方向;图 2-3 I 中垂直度公差带的方向为铅垂方向。公差带的实际方向,就形状公差带而言,它由最小条件确定,如图 2-2 II 所示;就位置公差带来讲,其实际方向应与基准的理想要素保持正确的方向关系,如图 2-3 II 所示。

4. 公差带的位置

公差带的位置分为两种:

(1) 公差带的位置固定 公差带的位置由图样上给定的基准和理论正确尺寸确定,与测绘要素的实际尺寸无关。如同轴度的公差带为一个圆柱面内的区域,该圆柱面的轴线应和基准在一条直线上,因而其位置由基准轴线确定后不再变动(图 2-4),此时的理论正确尺寸为零。

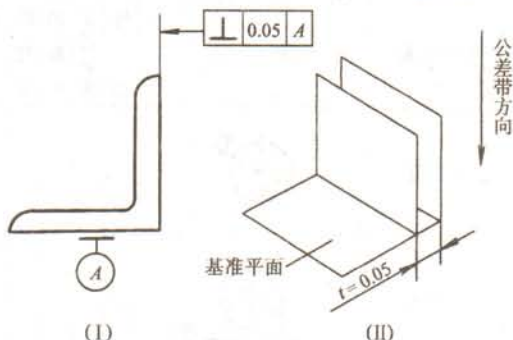


图 2-3 位置公差带方向

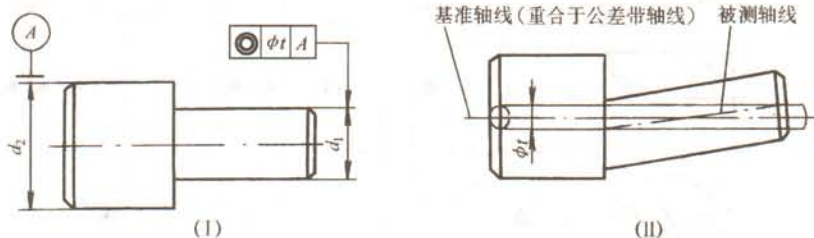


图 2-4 公差带位置的固定状态

(2) 公差带的位置浮动 公差带的位置随被测表面的实际尺寸在尺寸公差带内的变化而变化。如平行度的公差带位置随实际平面所处的位置不同而浮动(图 2-5)。

形状公差带只具有大小和形状,而其方向和位置是浮动的;定向公差带只具有大小、形状和方向,而其位置是浮动的;定位和跳动公差带则具有公差带的四要素——大小、形状、方向、位置。

根据上述分析,限定形位误差不像限定单一尺寸的变动量(只用极限偏差限定)那样简单,除了规定形位公差值之外,还要规定限制实际要素的区域,即规定出形状和位置

的公差带。尺寸公差带是由代表上、下偏差的两条直线所限定的区域,这个“带”的长度可任意绘出,实际上它并不代表相应孔、轴的长度。形位公差带不仅与被测实际要素的尺寸有关,也与其形状有关;同一被测实际要素,其公差带的形状还随误差要求控制的方向而异。

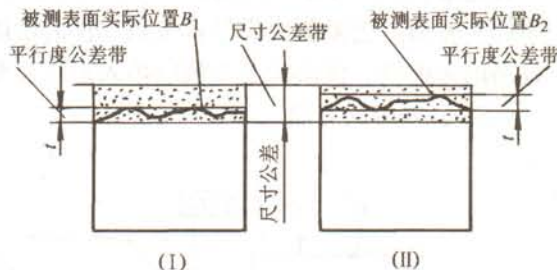


图 2-5 公差带位置的浮动状态

五、基准和基准体系

1. 基准的概念

基准是确定被测要素方向或(和)位置的依据。图样上标注的任何基准要素都是理想的,理想的基准要素简称基准。实际上基准都要由零件上相应的实际要素来体现,因此,把零件上起基准作用的实际要素称为基准实际要素。在规定的公差时,通常都要注出基准。

2. 基准的种类

基准按几何特征可分为基准点、基准直线(含基准轴线)和基准平面(含中心平面)三种。设计时,在图样上标出的基准通常为以下三种:

(1) 单一基准 由一个要素建立的基准称为单一基准。如一个平面、一个圆柱面的轴线、某表面上的一条素线(直线)、一个球的球心(一个点)等建立的基准。如图 2-6 中 ϕd 孔的轴线 A。

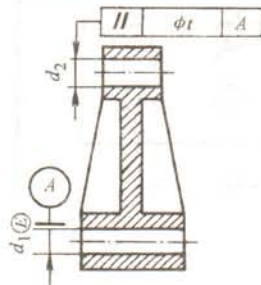


图 2-6 单一基准

(2) 组合基准(公共基准) 由两个或两个以上要素共同建立而作为一个独立的基准使用的基准,称为组合基准或公共基准。一般用于以两孔或两轴颈作为支承的零件上。如公共轴线、公共平面或公共中心平面等,如图 2-7 中由两段轴线 A、B 建立的公共基准轴线 A-B。

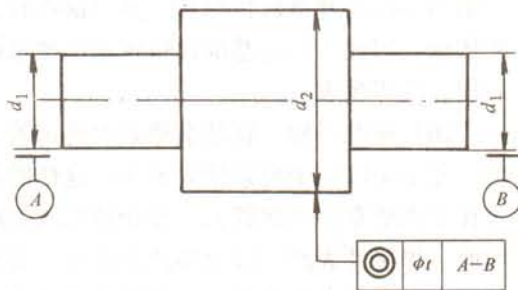


图 2-7 组合基准

(3) 基准体系(三基面体系) 当单一基准或组合基准不能对关联要素提供完整的定向或定位时,就有必要采用基准体系。基准体系即三基面体系,它由三个互相垂直的基准平面构成,如图 2-8 所示。它与空间直角坐标系相一致, A、B、C 分别为第一、二、三基准平面。每两个基准平面的交线构成一条基准轴线,三条基准轴线的交点构成基准点。基准体系是用以确定零件形体在三坐标体系中尺寸位置的表达形式。因此,基准平面是三基面体系中的一个基准平面,基准轴线是三基面体系中两个基准平面的交线。设计时应选择对被测要素使用要求影响最大或定位最稳的平面作为第一基准;影响次之或窄而长的平面作为第二基准;影响小的平面作第三基准。应用三基面体系时,设计者在图样上标注基准应特别注意基准的顺序,在加工或检验时,不得随意更换这些基准顺序。在实际应用中,三基面体系也可由一根轴线和与其相垂直的一个平面组成,此时基准轴线可看成是两个互相垂直的基准平面的交线。即交线代表两个互相垂直的基准平面。确定关联被测要素位置时,可以同时使用三个基准平面,也可使用其中的两个或一个。由此可见,单一基准平面是三基准体系中的一个基准平面。

(4) 成组基准 由某一要素组(如孔组)所建立的基准称为成组基准。如图 2-9 所示,基准 C 即为四孔组所建立的成组基准。它表示四孔组的分布中心线为基准轴线。

(5) 任选基准 是指有相对位置要求的两要素中,基准可以任意选定。主要用于两要素的形状、尺寸和技术要求完全相同的零件,或在设计要求中,各要素之间的基准有可以互换

的条件,从而使零件无论上下、反正、颠倒装配仍能满足互换性要求(图2-10)。

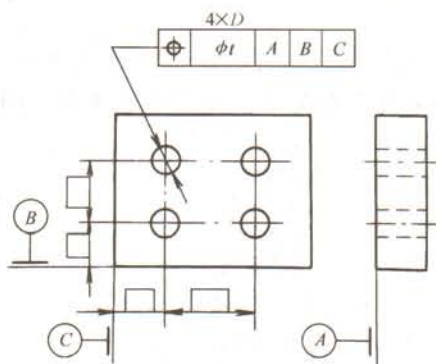


图2-8 三基准体系

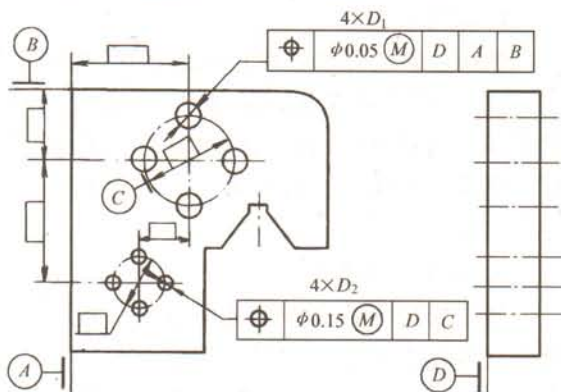


图2-9 成组基准

任选基准不是任意基准,并不是随便确定一个基准。当采用任选基准时,对零件检验须分别用不同的基准进行测量,其中误差较大者作为判定零件是否合格的依据。因此,任选基准比指定基准要求严格,经济性差,不可随意采用,应当慎重。

(6) 基准目标 在基准要素上选定若干点、线或局部的面作为基准,而不是以整个要素作为基准,这样的基准称为基准目标。它主要用在基准要素的面积较大、形状精度较低的情况,如铸件、锻件的毛坯面、焊接件表面,以及易产生变形的薄壁件表面等。因为在这种情况下,以整个要素作为基准会带来很大的误差。在基准表面选定了基准目标后,基准仅由基准目标来确定,而与整个基准要素无关。

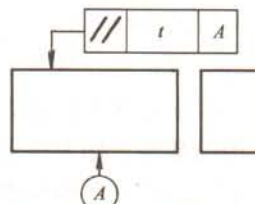


图2-10 任选基准

第二节 形位公差的基本注法

国家标准规定在技术图样上注出形位公差要求应采用代号标注。当无法采用代号标注(用代号标注表达不清楚或过于复杂)时,才允许在技术要求中用简短的文字说明。

一、形位公差代号

形位公差的代号包括:形位公差特征项目的符号、形位公差框格和指引线、形位公差值、表示基准的字母和其他有关符号,见图2-11。

1. 标注用的框格

如图2-11所示,公差框格以细实线绘制,分为两格或多格。在技术图样上一般应水平放置,根据具体需要,也允许垂直放置,但不允许倾斜放置。框格内从左至右(或从下往上)填写以下内容:

第一格——形位公差项目的符号(见表2-1);

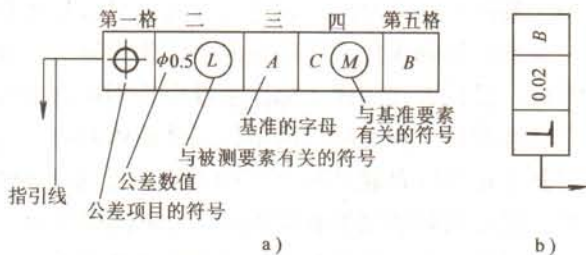


图2-11 形位公差代号

a) 水平放置 b) 垂直放置

第二格——形位公差值及有关符号〔如 (M) 、 (L) 、 (R) 、 (P) 、 (F) 、 $(+)$ 、 $(-)$ 、 (\triangleright) 、 (\triangleleft) 〕；

第三、四、五格——按顺序排列的基准符号的字母和有关符号。

表 2-3 形位公差标注用有关符号的名称

名 称	符 号	名 称	符 号
最大实体要求		基准目标	
最小实体要求		理论正确尺寸	
包容要求		不准凹下	$(+)$
可逆要求		不准凸起	$(-)$
延伸公差带		只许向小端减小	(\triangleleft)
自由状态（非刚性零件）条件		全周（轮廓）	

需要指出，公差框格的格数由填写的内容决定，如形状公差标注用的框格只有两格。垂直绘制框格时，应注意框格中所填写内容的书写方向及位置。形位公差值用线性值，且以毫米（mm）为单位，仅将其数字填写在公差框格的第二格内，不写单位“mm”。填写公差框格第二格内容时，要特别注意形位公差项目的公差带形状，若其公差带形状为圆形或圆柱形，则其公差数值前应加注“ ϕ ”，如图 2-6 所示；若其公差带形状为球形，则其公差数值前应加注“ $S\phi$ ”；对于以宽度值表示的公差带，只标注公差值，如素线直线度、平面度、圆度、圆柱度、对称度、跳动等。基准字母在公差框格中的排列次序，取决于它们所代表的基准的重要程度，与基准字母在字母表中的位置无关。第三格中的字母代表主基准，其余依次为次基准和第三基准。基准的多少取决于对被测要素的功能要求。形位公差标注经常使用的有关符号的名称见表 2-3。这些符号把形位公差的作用和含义推向一个更高的境地。

2. 指引线

公差框格必须通过指引线才能与被测要素联系起来。指引线由细实线和箭头构成，它可以从框格的任一端引出（只能引出一条指引线，需要时，可在同一指引线上绘制多个指示箭头分别引向各被测要素），并保持与公差框格端线垂直，决不能倾斜。指引线引向被测要素时，可根据需要画成折线，但曲折次数一般不超过 2 次。指引线的箭头一般垂直于图样上的被测要素，且应指向公差带的宽度或直径方向。对于圆度，其公差带的宽度是形成两同心圆的半径方向（图 2-12），所以，标注圆度公差要求的指引线箭头的方向应与回转面的轴线垂直，以体现测量方向。

3. 基准符号

对于被测要素有方向、位置或跳动要求时,应在基准要素处标注基准符号。基准符号由写有大写英文字母的小圆圈用细实线与粗的短横线相连而成,如图 2-13a 所示。

需要指出,基准符号中的圆圈应用细实线绘制,其直径与框格的高度相同。圆圈内的字母高度与图样中尺寸数字的高度相同。基准符号的字母不得采用 *E*、*F*、*I*、*J*、*L*、*M*、*O*、*P* 和 *R*,以免引起误解,当字母不够时,可加脚注,如 A_1 、 A_2 。将基准符号标注在图样的基准部位后,切记同时把表示基准的字母填写在相应被测要素位置的公差框格内。无论基准符号的方向如何,字母都应水平书写,如图 2-13c 所示。基准符号中的连线必须与基准要素垂直,而不一定垂直于粗的短横线,如图 2-12 所示。当采用单一基准时,则只需在相应的公差框格内填写一个字母;当采用组合基准时,则应将相应基准符号中的字母,填写在公差框格的第三格内并用短横线相连,以表示作为一个基准使用(见图 2-7)。特别说明:当基准为任选基准时,应将基准符号的粗短横线改为箭头(见图 2-10),此时零件的两端面互为基准。

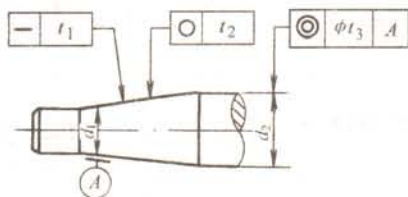


图 2-12 指引线引向被测要素的方式

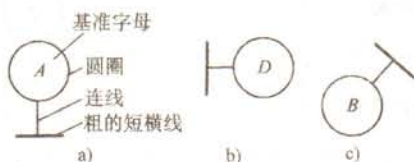


图 2-13 基准符号

a) 垂直绘制 b) 水平绘制 c) 倾斜绘制

二、被测要素的标注方法

标注被测要素时,要分清指引线箭头与尺寸线箭头的关系:

(1) 当被测要素为轮廓要素(轮廓线或表面)时,指引线的箭头应指在该要素的轮廓线或其引出线上,且应明显地与尺寸线错开。

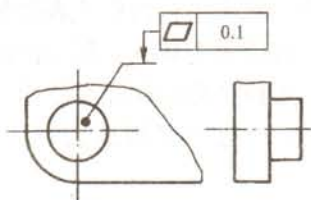


图 2-14 被测要素
为实际表面的标注

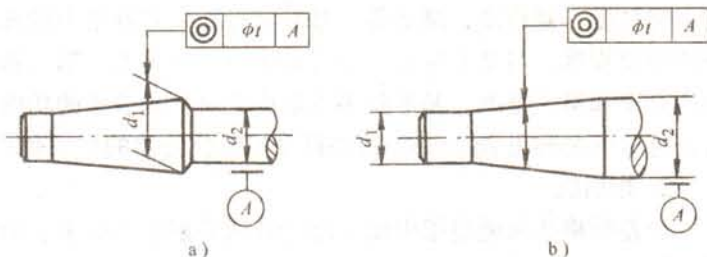


图 2-15 圆锥轴线的标注

a) 指引线箭头与大端直径尺寸线对齐 b) 指引线箭头与空白尺寸线对齐

(2) 当被测要素为中心要素(轴线、球心或中心平面)时,指引线箭头应与该要素的尺寸线对齐(图 2-4I)。当指引线箭头与尺寸线的箭头重叠时,可代替尺寸线箭头(图 2-6)。

(3) 当被测要素为实际表面时,指引线的箭头可置于带点的参考线上,该点指在实际表面上(图 2-14)。

(4) 当被测要素为圆锥体的轴线时, 指引线箭头应与圆锥体的直径尺寸线 (大端或小端) 对齐, 或与空白的尺寸线对齐 (图 2-15)。

(5) 当被测要素为由几个同类要素组成的公共轴线 (图 2-16), 或公共中心平面或公共平面 (图 2-17 I) 时, 同一指引线上的多个指示箭头分别引向几个同类要素 (轴线或中心平面或平面), 并在公差框格上方书写 “共线” 或 “共面”。也可在公差框格的上方写明同类要素的数量和代表该同类要素的字母, 并书写 “共线” 或 “共面”, 同时绘制几个冠以该字母的 T 形尾箭头, 分别引向这几个同类要素 (图 2-17 II)。

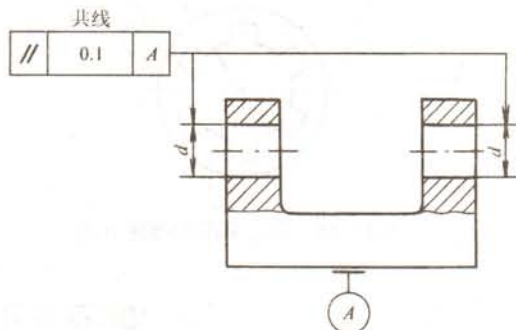


图 2-16 由几个同类要素组成的被测公共轴线的标注

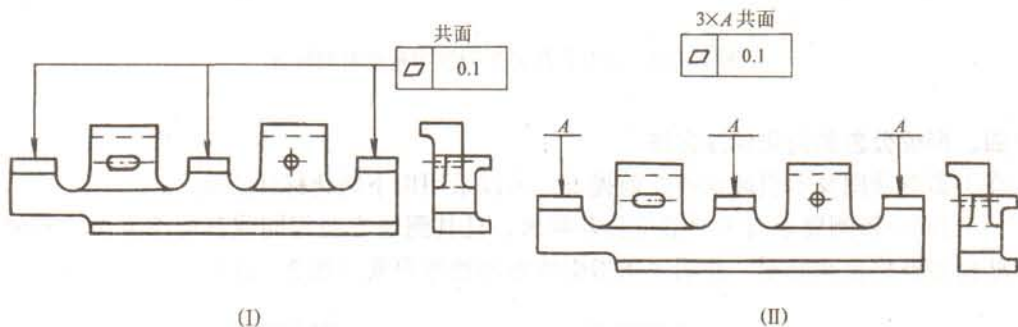


图 2-17 由几个同类要素组成的被测公共平面的标注

三、基准要素的标注方法

基准要素的标注与被测要素的标注方法有相似之处。同样, 在标注基准要素时, 也要分清基准符号的连线与尺寸线箭头的关系:

(1) 当基准要素为轮廓要素 (图 2-8 和图 2-9) 时, 基准符号应置于要素的轮廓线或其延长线上, 且基准符号中的连线与尺寸线箭头明显错开。

(2) 当基准要素为中心要素 (图 2-6 和图 2-7) 时, 基准符号的连线应与尺寸线对齐, 当基准符号中的粗短线与尺寸线的箭头重叠时, 基准符号中的粗短线可代替一个尺寸线箭头 (图 2-6)。

(3) 当基准要素为单一要素时, 基准符号置于要素的尺寸引出线的下方 (图 2-18)。

(4) 当基准要素为实际表面时, 基准符号置于带点的参考线上, 如图 2-19 所示为圆环形基准表面的标注方法。

(5) 当基准要素为中心孔时, 基准符号置于中心孔引出线的下方 (图 2-20)。

(6) 当基准要素为圆锥体的轴线时, 基准符号中的连线 (或粗短横线) 应与圆锥体的直径尺寸线 (大端或小端) 对齐, 或与圆锥体内的空白尺寸线对齐 (图 2-12)。

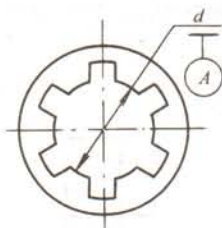


图 2-18 引出基准的标注方法

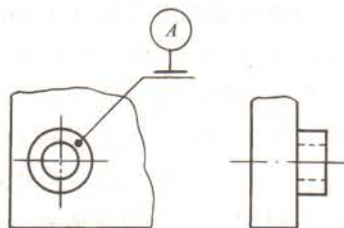


图 2-19 置于带点的参考线上

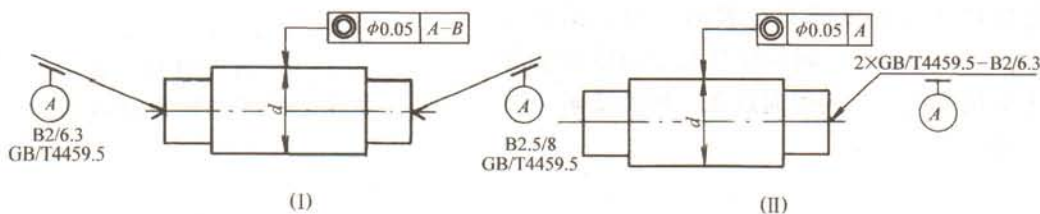


图 2-20 以中心孔公共轴线为基准时的标注

四、形位公差的简化标注方法

在不影响读图及不引起误解的前提下,可以采用以下简化标注方法。

1) 当同一被测要素有多项形位公差要求,且其测量方向相同或其标注方法一致时,可将这些公差框格重叠绘制,并用一条指引线指向被测要素(图 2-21)。

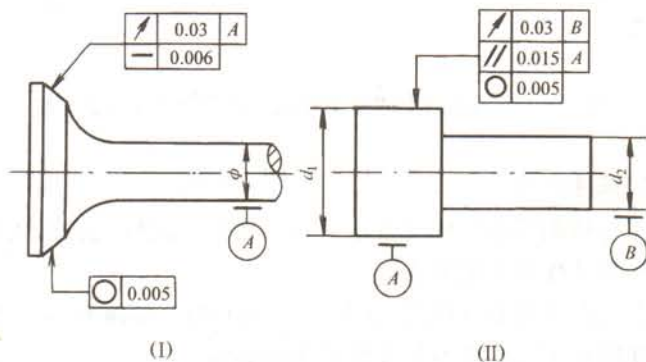


图 2-21 同一被测要素有多项形位要求的标注

2) 当不同被测要素的形位公差要求完全相同时,可共用一个公差框格,并在同一条指引线上绘制多个指示箭头分别引向各被测要素(图 2-22)。

3) 结构和尺寸都相同的几个被测要素有相同的形位公差要求时,可只对其中的一个要素标注出公差框格,但应在该公差框格的上方说明被测要素的数量,用数字或文字表示均可,见图 2-23 和图 2-25 所示。

五、形位公差标注示例

形位公差标注方法的应用见图 2-22 至图 2-30 所示九个图例。

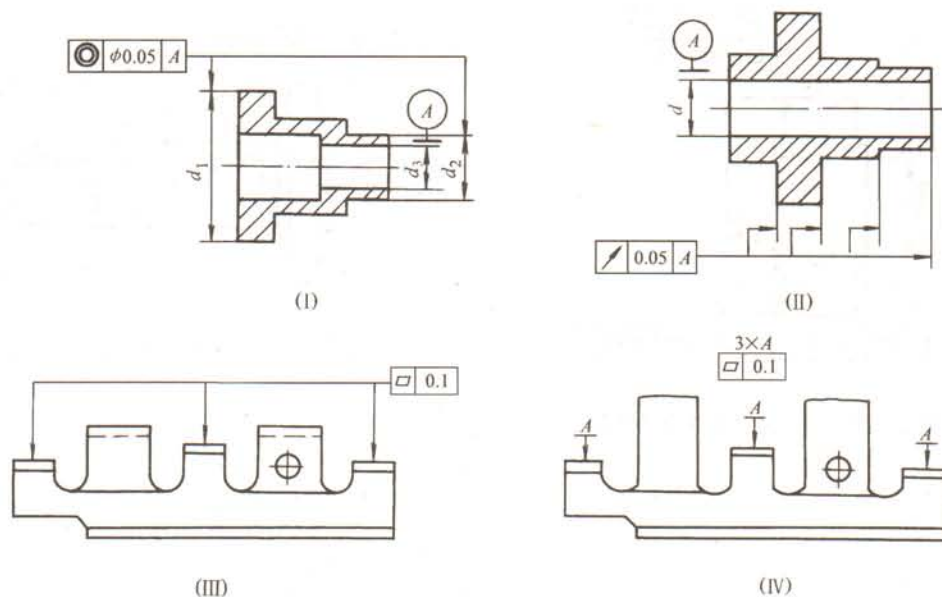


图 2-22 形位公差标注方法图例 1

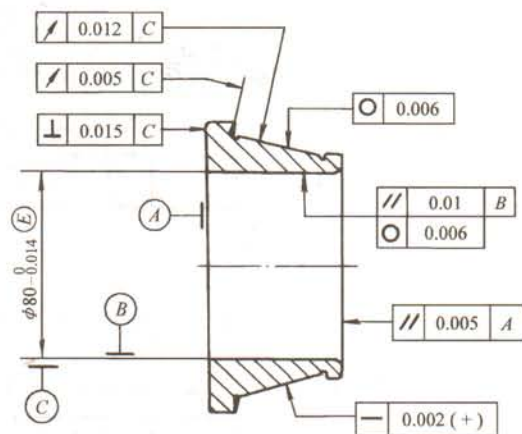
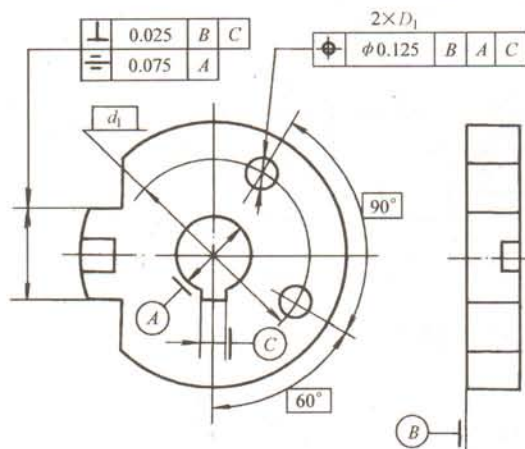


图 2-23 形位公差标注方法图例 2

图 2-24 形位公差标注方法图例 3

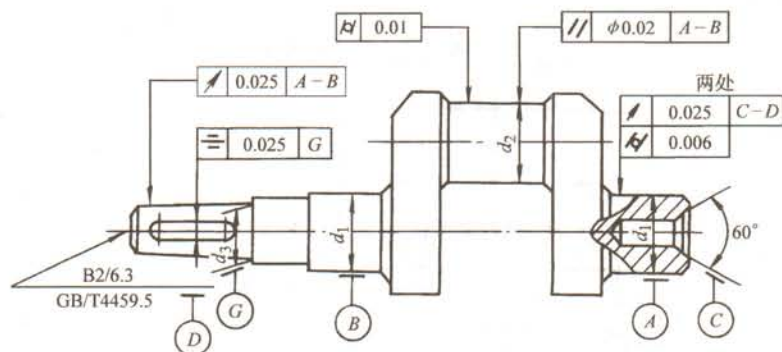


图 2-25 形位公差标注方法图例 3

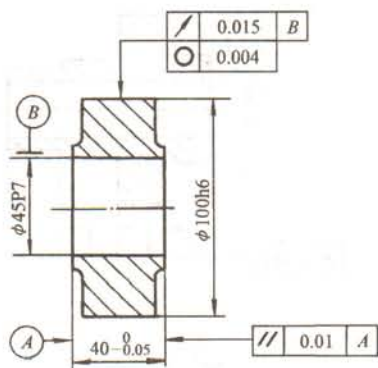


图 2-26 形位公差标注方法图例 5

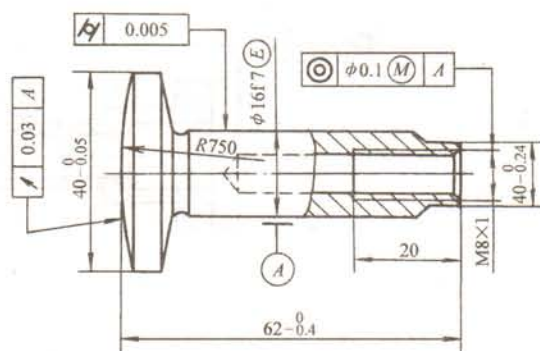


图 2-27 形位公差标注方法图例 6

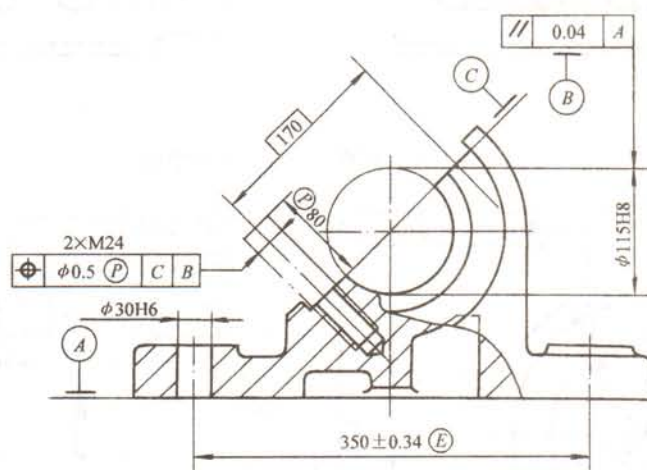


图 2-28 形位公差标注方法图例 7

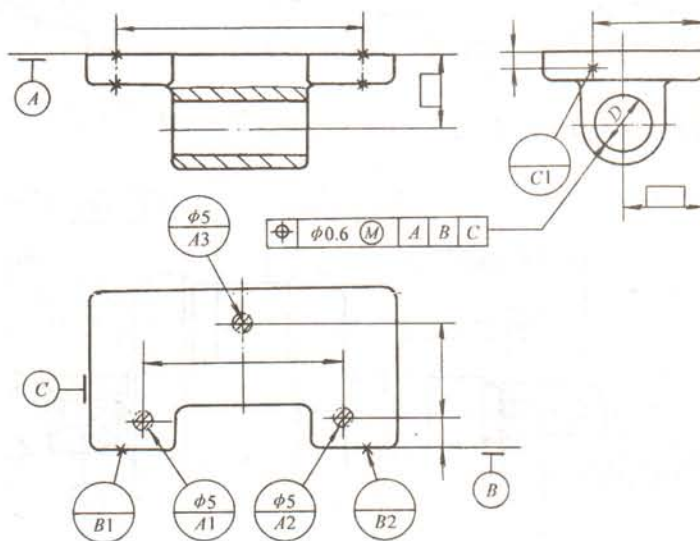


图 2-29 形位公差标注方法图例 8

应该说明,图 2-29 是基准目标代号在图样上的标注方法。基准目标代号由指引线、圆圈、圆圈上半部填写的数字(直径或边长 \times 边长),以及下半部填写的字母和基准目标序号组成。基准目标的指引线应自圆圈的径向引出,必要时允许曲折一次。在图样上,当基准目标为点时,用“ \times ”表示;当基准目标为线时,用细实线表示,并在棱边上加“ \times ”;当基准目标为局部表面时,用双点划线绘出该局部表面的图形,并画上与水平成 45° 的细实线。

图 2-30 中标注的各项形位公差所表达的意义见表 2-4。

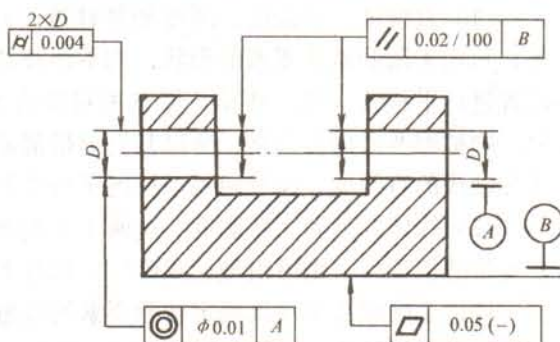


图 2-30 形位公差标注方法图例 9

表 2-4 图 2-30 中的形位公差注法说明

公差框格	被测要素	基准要素	读 法	被测要素和基准要素的标注方法
	底平面 (轮廓要素)	—	底平面的平面度公差为 0.05mm (只许中凹)	指引线的箭头指在被测要素的轮廓线上,并与尺寸线箭头错开
	2 \times D 圆柱内表面 (轮廓要素)	—	两个 D 圆柱面的圆柱度公差为 0.004mm	
	2 \times D 轴线 (中心要素)	底平面 (轮廓要素)	2 \times D 孔轴线对底平面的平行度公差在任意 100mm 长度内为 0.02mm	指引线的箭头指在两个 D 的空白尺寸线上(多箭头注法),基准符号靠近基准轮廓线的引出线标注
	左端 D 孔轴线 (中心要素)	右端 D 孔轴线 (中心要素)	左端 D 孔轴线对基准 A 的同轴度公差为 ϕ 0.01mm	指引线的箭头与被测要素的尺寸线对齐,基准符号的连线与基准要素的尺寸线对齐

第三节 形状公差及公差带的特点

形状公差的六个项目可分为两种类型:一种类型用于控制一般直线、平面和圆柱面的直线度、平面度、圆度和圆柱度公差;另一种类型用于控制特殊曲线、特殊曲面轮廓的线轮廓度和面轮廓度公差。

一、形状公差的注释

本章附表 2-1 列出形状公差的项目符号、公差带定义、公差带图、标注示例及解释。只有从标注示例中找出被测要素是哪个要素及其公差带是何种形状,才能对标注有正确的解释。

二、形状公差带的特点

(1) 直线度、平面度、圆度和圆柱度 这四个公差项目都是对单一要素本身提出的要求, 只用来限制被测要素的形状, 均不涉及基准, 其公差带可以根据被测要素的实际方向和位置进行平移或(和)转动, 即它本身没有方向和位置要求, 只要能够将被测要素包含其中, 则被测要素即为合格, 所以其公差带都是浮动的。但圆柱度公差可以同时控制圆度、素线和轴线的直线度, 以及两条素线的平行度等。

(2) 线轮廓度和面轮廓度 这两个公差项目的公差带形状由理论正确尺寸确定; 若考虑公差带的位置时, 则可由理论正确尺寸相对于基准来决定。因此, 它们又具有位置公差的特征。理论正确尺寸是用以确定被测要素的理想形状、方向、位置的尺寸, 它所表达的是一种理想要求, 用数字加方框的形式表示, 如图 2-8 和图 2-9 所示。

第四节 位置公差及公差带的特点

按照控制功能不同, 位置公差又可分为定向公差、定位公差和跳动公差三种类型。

一、定向公差及公差带的特点

定向公差是指被测实际要素对基准的方向上允许的变动全量。由于被测要素和基准要素均可能有直线和平面之分, 因此, 两者之间就可能出现线对线、线对面、面对面和面对线四种形式。

1. 定向公差的注释

定向公差有平行度、垂直度和倾斜度三个项目, 其公差带定义、公差带图、标注示例及解释见本章附表 2-2。

2. 定向公差带的特点

1) 定向公差用以控制被测要素相对于基准保持一定角度 (180° 、 90° 或任一理论正确角度)。因此, 公差带相对于基准有确定的方向, 而其位置是可以浮动的。

2) 定向公差带可同时限制被测要素的形状和方向。因此, 通常对同一被测要素给出定向公差后, 不再对该要素给出形状公差。如果需要对它的形状精度提出进一步要求, 可以在给出定向公差的同时再给出形状公差, 但形状公差的公差值必须小于定向公差的公差值, 这样所提出的形状公差才有意义。如图 2-31 所示零件, 根据功能要求, 对 $\phi 50$ 轴已给出 $\phi 0.05\text{mm}$ 的垂直度要求, 但对该轴的直线度有进一步要求, 故又给出了 $\phi 0.02\text{mm}$ 的直线度要求。

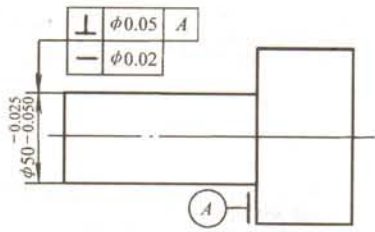


图 2-31 定向和形状公差同时标注

二、定位公差及公差带的特点

定位公差是指被测实际要素相对基准在位置上允许的变动全量。

1. 定位公差的注释

定位公差有位置度、同轴度和对称度三个项目, 其公差带定义、公差带图、标注示例及解释见本章附表 2-3。其中, 同轴度和对称度公差的被测要素及基准要素均为中心要素。

2. 定位公差带的特点

1) 定位公差是用来控制被测要素相对基准的位置关系。其公差带的位置由相对于基准

的定位尺寸决定。定位尺寸可以是理论正确尺寸（见本章附表 2-3 中线的位置度）；或带极限偏差的尺寸（见图 2-32）；或为零（见本章附表 2-3 中同轴度的圆柱形公差带的轴线与基准轴线重合；对称度的公差带的中心平面通过基准）。

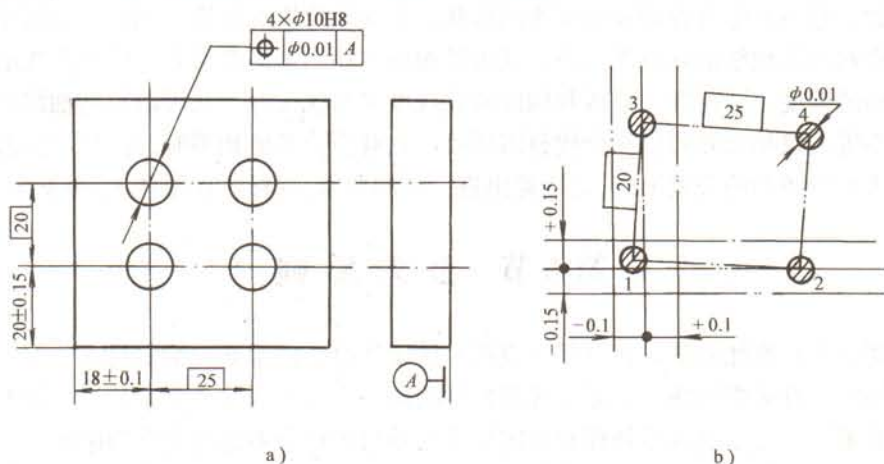


图 2-32 孔组用尺寸偏差定位

a) 图样标注 b) 几何图框和公差带

2) 定位公差带可同时限制被测要素的形状、方向和位置。因此，通常对同一被测要素给出定位公差后，不再对该要素给出定向或（和）形状公差。若根据功能要求需对其形状或（和）方向提出进一步要求，则应在给出定位公差的同时，再给出形状公差或（和）定向公差（图 2-33）。但需注意，应使所给定的公差值遵守下列关系：

形状公差 < 定向公差 < 定位公差

三、跳动公差及公差带的特点

与定向、定位公差项目不同，跳动公差是针对特定的检测方式而定义的公差项目。它是指被测要素绕基准轴线回转过程中所允许的最大跳动量，也就是指示表指针在给定方向上指示的最大与最小读数之差的允许值。

当被测要素绕基准轴线作无轴向移动的回转时，由位置固定的指示表的测头垂直地与被测要素在径向（端面或斜向）相接触，在零件一转范围内，指示表指针的跳动量（即最大与最小摆动量之差）称为径向（端面或斜向）圆跳动。圆跳动控制的是被测范围内每个截面上被测要素的变动量。

在被测零件回转的同时，指示表沿着轴向（或径向）理想素线连续（或间断）移动时所获得的跳动量，称为径向（或端面）全跳动。

1. 跳动公差的注释

跳动公差有圆跳动公差和全跳动公差两种类型。圆跳动公差又可分为径向圆跳动、端面圆跳动和斜向圆跳动三个公差项目。全跳动公差又可分为径向全跳动和端面全跳动两个公差项目。其公差带定义、公差带图、标注示例及解释见本章附表 2-4。

2. 跳动公差带的特点

1) 跳动公差是以动态的方式控制回转体零件被测表面相对基准尺寸一致性的公差项目，

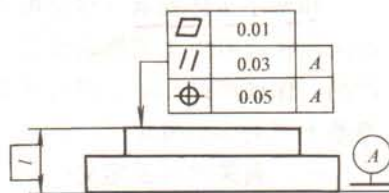


图 2-33 同时给出定位、定向和形状公差

其实质是被测量的线或面相对于基准尺寸的极值之差。

2) 跳动公差带具有固定和浮动的双重特点,一方面它的同心圆环的圆心,或圆柱面的轴线,或圆锥面的轴线始终与基准轴线同轴;另一方面公差带的半径又随实际要素的变动而变动。因此,它具有综合控制被测要素的形状、方向和位置的作用。例如,端面全跳动既可以控制端面对回转轴线的垂直度误差,又可控制该端面的平面度误差;径向全跳动既可以控制圆柱表面的圆度、圆柱度、素线和轴线的直线度等形状误差,又可以控制轴线的同轴度误差。但并不等于跳动公差可以完全代替诸项目。只有当公差值相等时,方可代之;若诸项之一的公差要求小于跳动的公差值时,必须提出进一步的要求,并标注在图样上,参见图 2-26。

第五节 公差原则

根据功能和互换性要求,在对零(或部)件设计时,常常同时给定尺寸公差、形状和位置公差。因此,有必要明确一个零(或部)件的同一个要素或几个要素的尺寸公差与形位公差之间的关系。公差原则就是处理和确定尺寸公差与形位公差之间关系的原则。

公差原则分为独立原则和相关要求。独立原则是指图样上给定的尺寸公差与形位公差相互独立无关,它是公差标注的基本原则。相关原则是指图样上给定的尺寸公差与形位公差相互有关。相关要求具体可分为包容要求、最大实体要求(包括可逆要求应用于最大实体要求)和最小实体要求(包括可逆要求应用于最小实体要求)。公差原则的建立,对工程图样的国际化起着巨大的推动作用,同时也使设计、工艺和检验人员之间具有统一认识,对设计产品、保证产品质量、进行正常生产极为重要。为能顺利地掌握和运用公差原则,必须首先熟悉下列的术语及定义。

一、有关术语及定义

1. 体外作用尺寸(d_{fe} , D_{fe})

由于实际要素存在形状误差或(和)位置误差,因此不能单从实际尺寸这一个因素来判断实际要素与实际要素之间的配合性质或装配状态。如孔、轴配合 $\phi 20H7 \left(\begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix} \right) / h6 \left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.013 \end{smallmatrix} \right)$ 属于最小间隙为零的间隙配合,但实际孔与轴的装配是否间隙配合,不能单从它们的实际尺寸的大小来判断。参看图 2-34,加工后孔具有正确的形状,且实际尺寸处处皆为 20mm,而轴实际尺寸虽然处处也为 20mm,且横截面的形状正确,但是存在轴线直线度误差,这相当于轴的轮廓尺寸增大(若孔存在轴线直线度误差,则相当于孔的轮廓尺寸减小)。因此,上述实际孔与轴的装配,不是间隙配合,而是有过盈的配合。为了保证孔与轴的配合性质,就应

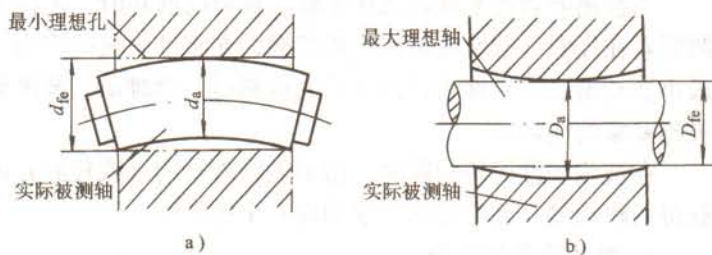


图 2-34 单一要素的体外作用尺寸

a) 轴的体外作用尺寸 b) 孔的体外作用尺寸

同时考虑其实际尺寸和形状误差(或和位置误差)的影响,它们的综合结果用某种包容实际孔或实际轴的理想面的直径(或宽度)来表示,该直径(或宽度)称为体外作用尺寸。

外表面(轴)的体外作用尺寸 d_{fe} , 是指在被测要素的给定长度上, 与实际外表面体外相接的最小理想面的直径或宽度(图 2-34a)。

内表面(孔)的体外作用尺寸 D_{fe} , 是指在被测要素的给定长度上, 与实际内表面体外相接的最大理想面的直径或宽度(图 2-34b)。

对于关联要素, 该理想面的轴线或中心平面必须与基准要素保持图样给定的几何关系。

体外作用尺寸的特点是表示该尺寸的理想面处于零件的实体之外。因此, 轴的体外作用尺寸大于或等于轴的实际尺寸; 孔的体外作用尺寸小于或等于孔的实际尺寸。

2. 体内作用尺寸 (d_{fi} 、 D_{fi})

外表面(轴)的体内作用尺寸 d_{fi} , 是指在被测要素的给定长度上, 与实际外表面体内相接的最大理想面的直径或宽度(图 2-35a)。

内表面(孔)的体内作用尺寸 D_{fi} , 是指在被测要素的给定长度上, 与实际内表面体内相接的最小理想面的直径或宽度(图 2-35b)。

对于关联要素, 该理想面的轴线或中心平面必须与基准要素保持图样给定的几何关系。

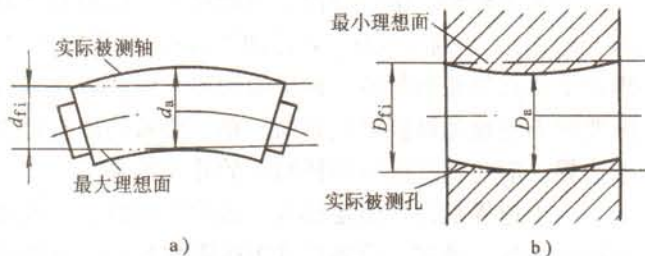


图 2-35 单一要素的体内作用尺寸

a) 轴的体内作用尺寸 b) 孔的体内作用尺寸

体内作用尺寸的特点是表示该尺寸的理想面处于零件的实体之内。因此, 轴的体内作用尺寸小于或等于轴的实际尺寸; 孔的体内作用尺寸大于或等于孔的实际尺寸。

应当指出, 作用尺寸不仅与实际要素的局部实际尺寸有关, 还与实际要素的形位误差有关。因此, 作用尺寸是由实际尺寸和形位误差综合形成的。对于每个零件不尽相同, 但每一个零件的体外/内作用尺寸只有一个; 对于被测实际轴, 其体外作用尺寸大于体内作用尺寸; 而对于被测实际孔, 其体外作用尺寸小于体内作用尺寸。

3. 最大/小实体状态 (MMC/LMC)

实际要素在给定长度上处处位于极限尺寸之内并具有实体最大(小)时的状态, 称为最大(小)实体状态。

4. 最大/小实体尺寸 (MMS/LMS)

实际要素在最大实体状态下的极限尺寸, 称为最大实体尺寸。对于外表面为最大极限尺寸 $d_M = d_{max}$, 对于内表面为最小极限尺寸 $D_M = D_{min}$ 。

实际要素在最小实体状态下的极限尺寸称为最小实体尺寸。对于外表面为最小极限尺寸 $d_L = d_{min}$, 对于内表面为最大极限尺寸 $D_L = D_{max}$ 。

5. 最大/小实体实效状态 (MMVC/LMVC)

在给定长度上, 实际要素处于最大/小实体状态, 且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态, 称为最大/小实体实效状态。

6. 最大/小实体实效尺寸 (MMVS/LMVS)

最大实体实效尺寸为最大实体实效状态下的体外作用尺寸。对于外/内表面为最大实体尺寸加/减形位公差值(加注符号 \textcircled{M} 的), 即

$$MMVS = MMS \pm t(M)$$

外/内表面的最大实体实效尺寸用代号 d_{MV}/D_{MV} 表示。

最小实体实效尺寸为最小实体实效状态下的体内作用尺寸。对于外/内表面为最小实体尺寸减/加形位公差值（加注符号 (L) 的），即

$$LMVS = LMS \mp t(L)$$

外/内表面的最小实体实效尺寸用代号 $d_{LV}/(D_{LV})$ 表示。

7. 边界和边界尺寸

边界是指由设计给定的具有理想形状的极限包容面。

由于边界是一个包容面，因此对于实际轴和其他外表面，其边界相当于一个理想的内表面（即孔），而对于实际孔和其他内表面，其边界相当于一个理想的外表面（即轴）。边界是理论上具有理想形状的一种极限边界，因此边界具有理想要素的特性，即没有任何误差，实际要素不应超越该极限包容面。单一要素的理想边界没有方向和位置的约束；关联要素的理想边界，应与基准保持图样给定的几何关系。

由于边界是设计给定且有“极限”的特征，因此要素的各种边界就可以根据零件图样上的标注而惟一确定。边界尺寸为极限包容面的直径或距离。

8. 最大/小实体边界 (MMB/LMB)

最大/小实体边界为最大/小实体尺寸的边界。

9. 最大/小实体实效边界 (MMVB/LMVB)

最大/小实体实效边界为最大/小实体实效尺寸的边界。

最大实体边界和最大实体实效边界同属于体外边界。体外边界是确定相配零件间的配合或组合，以及其互换性的两个界限条件之一。最小实体边界和最小实体实效边界同属于体内边界。体内边界是确定同一零件上相邻要素间的临界壁厚（如最小壁厚），或临界距离（如表面对中心平面的最大偏离）的依据。

二、独立原则 (IP)

1. 独立原则的含义

独立原则是指图样上注出或未注的每一个尺寸和形状、位置要求均相互独立，彼此无关，并分别满足各自要求的一种公差原则。换言之，尺寸公差只控制实际尺寸的变动；形位公差只控制形位误差的变动，与实际尺寸的大小无关。

采用独立原则时，应在图样上标注文字说明：“公差原则按 GB/T 4249—1996”。此时，图样上凡是要素的尺寸公差和形位公差，没有用特定的关系符号或文字说明它们有联系时，就表示它们遵守独立原则。由于图样上所有的公差中的绝大多数遵守独立原则，故独立原则是尺寸公差与形位公差相互关系遵循的基本原则。

2. 采用独立原则的边界和边界尺寸

从测量的角度考虑，没有规定独立原则的边界。但实际上，最大实体尺寸和形位公差的综合效应形成最大实体实效边界。

3. 采用独立原则的图样标注

标注中无特殊记号或文字说明，即对给出的尺寸公差和形位公差未用特定的关系符号（如 (E) 、 (M) 、 (L) ）标注，如图 2-36 所示。

4. 采用独立原则的合格条件及其检测

采用独立原则的合格条件为:

对于局部实际尺寸 $d_a(D_a)$

$$d_{\min}(D_{\min}) \leq d_a(D_a) \leq d_{\max}(D_{\max})$$

对于形位误差 $f(\phi f)$

$$f(\phi f) \leq t(\phi t)$$

检验时,局部实际尺寸只能用两点法测量(如千分尺、卡尺等通用计量器具或极限量规);形位误差则用形位误差测量方法单独测量。按独立原则标注的实际要素,分别满足尺寸和形位公差要求则可判为合格,否则该要素被认为不合格。

5. 采用独立原则的图样解释

图2-36注出的尺寸要求 $\phi 20_{-0.033}^0$ 仅限制轴的局部实际尺寸的变动,即不管轴线怎样弯曲,实际尺寸只能在 $\phi 19.967 \sim \phi 20\text{mm}$ 的范围内;图样中注出的直线度公差则只控制轴线的直线度误差,即不论轴的局部实际尺寸在尺寸公差范围内如何变动,轴线直线度误差不得超过 $\phi 0.02\text{mm}$ 。该轴应满足下列要求:

- 1) 实际尺寸在 $\phi 19.967 \sim \phi 20\text{mm}$ 之内。
- 2) 直线度误差不大于 $\phi 0.02\text{mm}$ 。

6. 独立原则的应用范围

独立原则的应用极为普遍,适用于零件的一切要素,也可应用于各种设计要求,如满足配合或组合性能、装配互换性、临界位置或其他几何特性等功能。其主要应用范围如下:

1) 除有配合要求外,还有较高的形状精度要求的单一要素。例如,滚动轴承内、外圈滚道与滚动体间的装配间隙,可以通过在装配前分组选择滚道和滚动体的直径尺寸来满足。对此,滚道和滚动体直径尺寸可以给出相对较大的公差。但轴承的旋转精度与滚道和滚动体的形状精度密切相关,因此需要对滚道和滚动体给出相对较小的形状公差,同时应用独立原则来分别控制局部实际尺寸的变动量和形状误差。

2) 主要功能要求为形位精度,且尺寸公差与形位公差在功能上不会发生联系的单一要素。例如印刷机械的滚筒(图2-37a),主要控制其圆柱度误差,以保证印刷或印染时接触均匀,使图文或花样清晰,而圆柱体直径 d 的大小对印刷或印染品质并无影响。此时应采用独立原则,使圆柱度公差较严而尺寸公差较宽。如果把尺寸公差规定较小来保证圆柱度要求(即用尺寸公差来控制形状误差),这显然是不经济的。又如测量平板(图2-37b)的功能是测量时模拟理想平面,主要控制其平面度误差。因此,对平板工作面规定较小的平面度公差,而其厚度 l 的大小对模拟理想平面这一功能并无影响,应该采用独立原则加以控制。再如零件上的通油孔(图2-37c),它不与其他零件配合,只需控制孔的尺寸大小,就能保证一定的流量,而孔轴线的弯曲并不影响功能要求。因此,孔的尺寸公差和轴线直线度公差遵守独立原则。

3) 独立原则主要用于非配合要求部位,但又有功能要求的实际要素。

应该指出,独立原则既能用于单独标注的公差,又能用于一般公差(未注公差),而且,一般公差总是遵守独立原则的。另外,独立原则只是作为图样标注的一项基本原则提出的,并不意味着同一被测要素上的各项要求在功能上都是彼此独立、相互无关的。恰恰相反,被

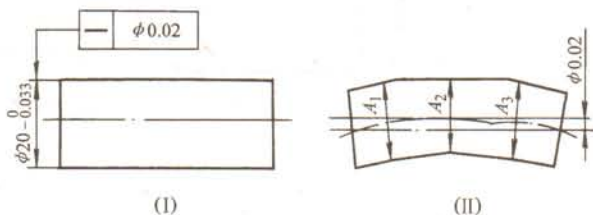


图2-36 独立原则的标注

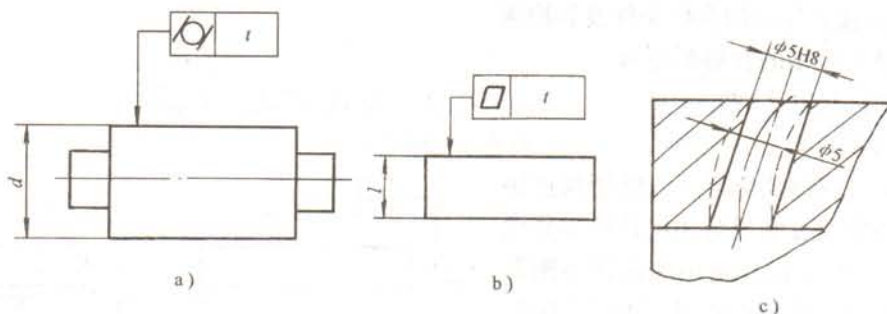


图 2-37 独立原则的应用

a) 滚筒 b) 测量平板 c) 通油孔

测要素的功能要求在不少场合下, 往往取决于各种要求的综合效应。

三、包容要求 (ER)

1. 包容要求的含义

包容要求是指实际要素应遵守其最大实体边界, 即其体外作用尺寸不得超越最大实体尺寸, 且其局部实际尺寸不得超出最小实体尺寸。

2. 采用包容要求的边界和边界尺寸

采用包容要求的边界为最大实体边界。采用包容要求的边界尺寸, 等于被测要素的最大实体尺寸, 见图 2-38b 所示。

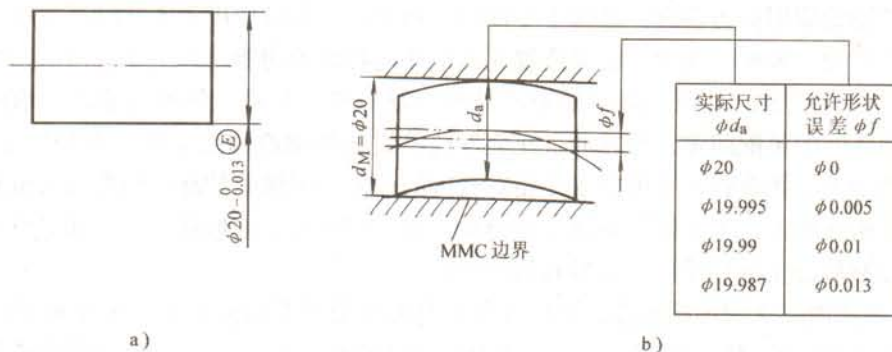


图 2-38 包容要求的标注

a) 图样标注 b) 轴的最大实体边界

3. 采用包容要求的图样标注

采用包容要求的单一要素, 应在其线性尺寸的极限偏差或公差带代号后加注符号“ \textcircled{E} ”, 见图 2-38a。

4. 采用包容要求的合格条件及其检测

采用包容要求的合格条件为:

对于轴 $d_{fe} \leq d_M = d_{\max}$ 且 $d_a \geq d_L = d_{\min}$

对于孔 $D_{fe} \geq D_M = D_{\min}$ 且 $D_a \leq D_L = D_{\max}$

采用包容要求标注的单一要素, 用光滑极限量规按泰勒原则检验。光滑极限量规通规定形的基本尺寸等于最大实体尺寸, 以模拟体现最大实体边界, 用来控制被测实际轮廓的体外

作用尺寸。原则上“通规”的长度应等于被测要素的配合长度，此即全形量规；而光滑极限量规止规定形的基本尺寸等于最小实体尺寸，用来控制被测要素的局部实际尺寸，原则上“止规”应符合两点检测法。检验时，被测要素能通过“通规”，而不能通过“止规”，则判为合格。

由此可见，包容要求和泰勒原则是一致的，其共同点在于尺寸公差不仅控制局部实际尺寸，而且也控制形状误差。其不同点在于前者是图样上给定的设计要求，后者是为满足设计要求而实施的检验原则。

5. 采用包容要求的图样解释

图 2-38 为单一要素（轴）采用包容要求的示例。实际要素应满足下列要求：

- 1) 轴的任一局部实际尺寸都不得小于 $\phi 19.987\text{mm}$ 。
- 2) 整个轴应在 $d_M = \phi 20\text{mm}$ 的最大实体边界之内，见图 2-38b 所示。
- 3) 当轴的局部实际尺寸都处于最大实体尺寸 $d_M = \phi 20\text{mm}$ 时，轴应是理想圆柱，即其形状误差为零（实际生产中极难加工出这样精确的形状）：
- 4) 当轴的局部实际尺寸都处于最小实体尺寸 $d_L = \phi 19.987\text{mm}$ 时，轴允许有最大的形状误差，其值等于尺寸公差 0.013mm ，即轴线可以在 $\phi 0.013\text{mm}$ 公差带内变动（假设轴横截面形状正确）。

显然，被测要素所允许的形状误差（轴线直线度）完全取决于其局部实际尺寸。随着实际尺寸偏离最大实体尺寸（此处为减小），则允许形状误差相应地增大，这表明尺寸公差可转化为形状公差。图 2-38b 给出了表示轴线直线度误差允许值 ϕf 随轴实际尺寸 d_a 变化的规律。

鉴于包容要求所允许的形状误差，在极端情况下可以等于尺寸公差，为了保证零件功能，有时往往需要在图样上进一步限定形状误差的最大允许值。如图 2-39 所示，对轴线直线度提出了进一步要求。根据图示要求，实际轴应满足：

- 1) 轴的任一局部实际尺寸都不得小于 $\phi 19.987\text{mm}$ 。
- 2) 整个轴应在 $d_M = \phi 20\text{mm}$ 的最大实体边界之内，见图 2-39b 所示。
- 3) 当轴的局部实际尺寸都处于最大实体尺寸 $d_M = \phi 20\text{mm}$ 时，轴应是理想圆柱，即其形状误差为零。

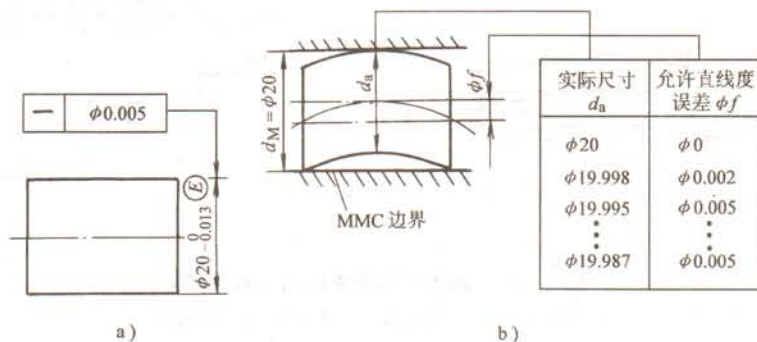


图 2-39 轴线直线度

a) 图样标注 b) 轴的最大实体边界

- 4) 当轴的局部实际尺寸均为 $\phi 19.995\text{mm}$ 时，轴线可在 $\phi 0.005\text{mm}$ 的直线度公差带内

变动。

5) 当轴的局部实际尺寸均小于 $\phi 19.995\text{mm}$, 且大于或等于 $d_L = \phi 19.987\text{mm}$ (最小实体尺寸) 时, 尽管其形状公差可以从尺寸公差中得到较大的补偿, 但是, 由于图样上加注了形状公差要求, 所以轴线误差只能在 $\phi 0.005\text{mm}$ 的直线度公差带内变动。

6. 包容要求的应用范围

1) 包容要求适用于由圆柱表面或两平行表面组成的单一要素。

2) 包容要求主要用于保证单一要素间的配合性质, 特别是配合公差较小的精密配合, 用最大实体边界综合控制实际尺寸和形状误差来保证必要的最小间隙或最大过盈。例如, $\phi 20\text{H}7\left(\begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)\text{E}$ 孔和 $\phi 20\text{h}6\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.013 \end{smallmatrix}\right)\text{E}$ 轴的间隙配合, 该孔和轴分别采用包容要求, 用最大实体边界保证所需的最小间隙 (保证能自由装配); 用最小实体尺寸控制最大间隙, 从而达到所要求的配合性质。又如, 回转轴的轴颈和滑动轴承, 滑动套筒和孔, 滑块和滑块槽等等。

四、最大实体要求 (MMR) 及其可逆要求 (RR)

1. 最大实体要求的含义

最大实体要求是指被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界, 当实际尺寸偏离最大实体尺寸时, 允许其形位误差值超出在最大实体状态下给出的公差值的一种要求。

2. 采用最大实体要求的边界和边界尺寸

(1) 最大实体要求应用于被测要素 被测要素的边界为最大实体实效边界, 其边界尺寸等于被测要素的最大实体实效尺寸, 见图 2-40b 所示。

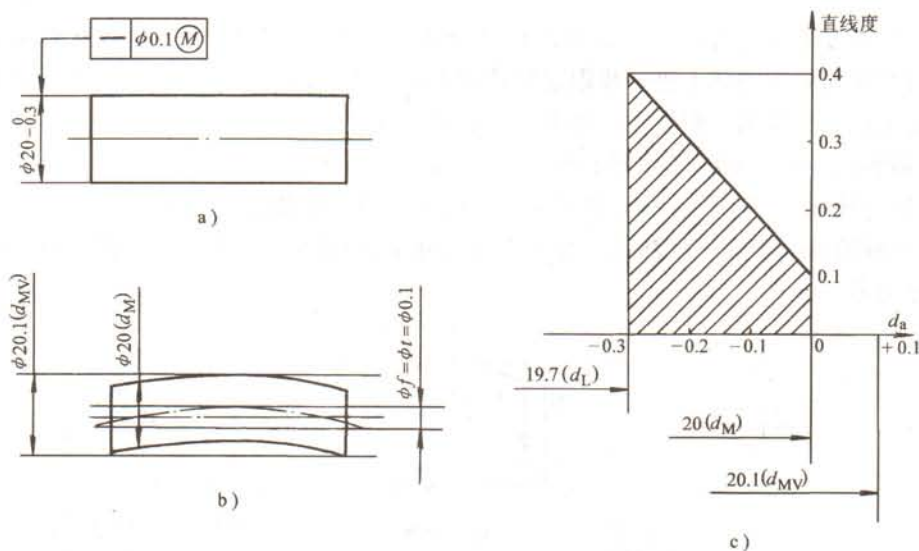


图 2-40 最大实体要求应用于被测要素

a) 图样标注 b) 轴的最大实体边界 c) 动态公差

(2) 最大实体要求应用于基准要素 基准要素的相应边界及边界尺寸的确定方法如下:

1) 基准要素本身采用最大实体要求时, 其相应边界为最大实体实效边界, 则边界尺寸等于基准要素的最大实体实效尺寸。此时, 基准符号应直接标注在形成该最大实体实效边界

的形位公差框格下面(图2-41)。

2) 基准要素本身不采用最大实体要求时, 其相应边界为最大实体边界, 则边界尺寸等于基准要素的最大实体尺寸。

3) 实际要素既是被测要素, 又是基准要素, 且两者同时采用最大实体要求时, 基准要素的相应边界为该被测要素的最大实体实效边界, 其边界尺寸则等于被测要素的最大实体实效尺寸。

3. 采用最大实体要求的图样标注

最大实体要求的符号为“(M)”。

(1) 当最大实体要求应用于被测要素时 应在被测要素形位公差框格中的公差值后加注符号“(M)”(图2-40); 当关联要素采用最大实体要求, 且其位置公差值给定为零时, 则为零形位公差(图2-42); 应在形位公差框格的第二格内填写“0(M)”或“φ0(M)”;

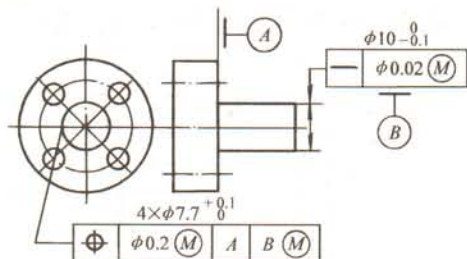


图2-41 基准要素本身采用最大实体要求

注: 基准B的相应边界为最大实体实效边界, 边界尺寸为最大实体实效尺寸, 即

$$d_{MV} = \phi 10.02 (= d_M + t_{\oplus}) \\ = 10 + 0.02$$

当可逆要求用于最大实体要求时, 应在被测要素的形位公差值后加注符号“(M)(R)”(图2-43)。

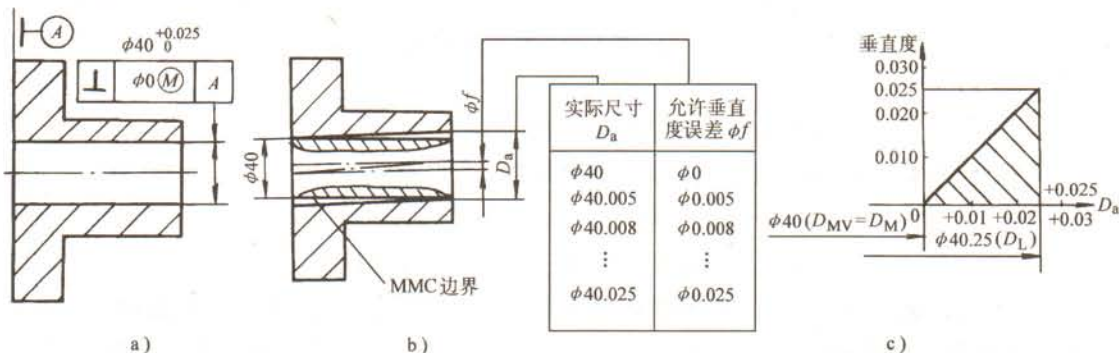


图2-42 关联要素采用最大实体要求的零形位公差标注

a) 图样标注 b) 孔的最大实体边界 c) 动态公差图

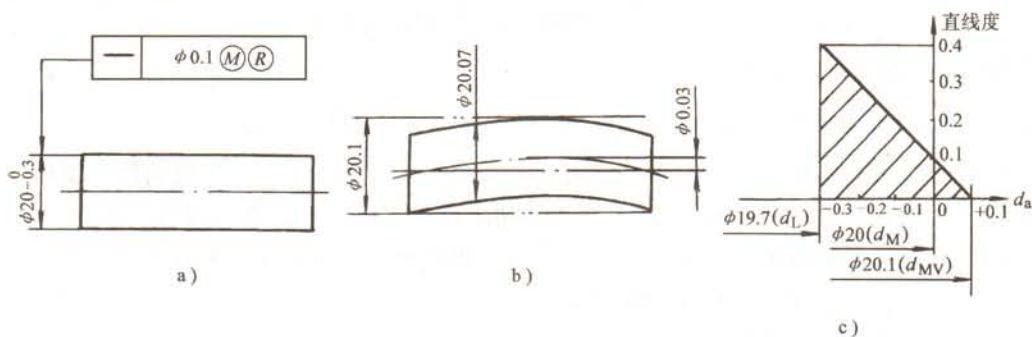


图2-43 可逆要求用于最大实体要求

a) 图样标注 b) 轴的最大实体实效边界 c) 动态公差图

(2) 当最大实体要求应用于基准要素时 应在形位公差框格内的相应基准字母后加注符号“ \textcircled{M} ”(图 2-44); 当可逆要求用于最大实体要求时, 应在形位公差框格内相应基准要素的基准字母后加注符号“ $\textcircled{M} \textcircled{R}$ ”。

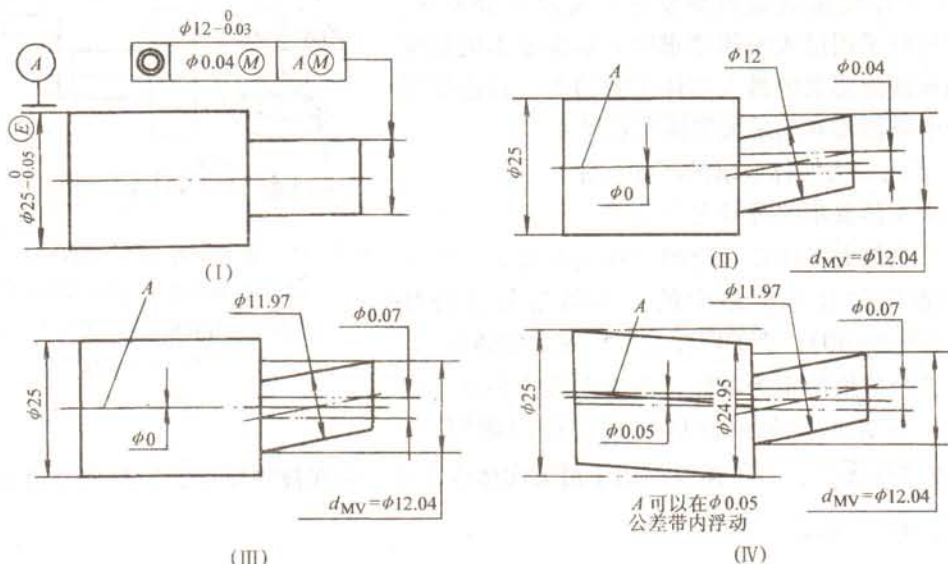


图 2-44 最大实体要求应用于基准要素

4. 采用最大实体要求的合格条件及其检测

(1) 被测要素采用最大实体要求 被测要素的合格条件为:

对于轴 $d_{fe} \leq d_{MV} = d_{max} + t(\textcircled{M})$ 且 $d_L(d_{min}) \leq d_a \leq d_M(d_{max})$

对于孔 $D_{fe} \geq D_{MV} = D_{min} - t(\textcircled{M})$ 且 $D_L(D_{max}) \geq D_a \geq D_M(D_{min})$

检验时, 被测要素的实际轮廓能通过按最大实体实效边界尺寸制成的位置量规(功能量规), 且用两点法测得的局部实际尺寸在最大与最小实体尺寸之间, 则可判为合格。

应该指出, 当关联要素采用最大实体要求, 且其位置公差值给定为零, 即应用零形位公差时, 则被测要素的最大实体实效边界等于最大实体边界; 其最大实体实效尺寸等于最大实体尺寸; 被测实际轮廓要素的局部实际尺寸应不得超出最小实体尺寸。

(2) 可逆要求用于最大实体要求 被测要素的合格条件为:

对于轴 $d_{fe} \leq d_{MV} = d_{max} + t(\textcircled{M})$ 且 $d_L(d_{min}) \leq d_a \leq d_{MV}(d_{max} + t(\textcircled{M}))$

对于孔 $D_{fe} \geq D_{MV} = D_{min} - t(\textcircled{M})$ 且 $D_L(D_{max}) \geq D_a \geq D_{MV}(D_{min} - t(\textcircled{M}))$

检验时, 被测要素的实际轮廓, 能通过按最大实体实效边界尺寸制成的位置量规(功能量规), 且用两点法测得的局部实际尺寸不得超出最小实体尺寸, 则可判为合格。

(3) 基准要素采用最大实体要求 基准要素和被测要素的实际轮廓分别遵守各自的边界及最大、最小极限尺寸。按相应的要求进行检验。

5. 采用最大实体要求的图样解释

(1) 最大实体要求应用于被测要素 被测要素的形位公差值是在该要素处于最大实体状态时给出的, 因此, 被测要素的实际轮廓应在给定长度上, 处处不得超出最大实体实效边

界, 即其体外作用尺寸不应超出最大实体实效尺寸。当被测要素的实际轮廓偏离其最大实体状态, 即其实际尺寸偏离最大实体尺寸时, 允许其形位误差值超出在最大实体状态下给出的公差值, 即此时的形位公差值可以增大, 其最大的超出量等于被测要素的尺寸公差, 同时, 局部实际尺寸不得超出其最大实体尺寸和最小实体尺寸。

图 2-40a 表示轴 $\phi 20_{-0.3}^0$ 的轴线直线度公差采用最大实体要求。当该轴处于最大实体状态时, 其轴线的直线度公差为 $\phi 0.1\text{mm}$ (图 2-40b); 当轴的实际尺寸偏离最大实体状态时, 其轴线允许的直线度误差可相应地增大, 其相应的变化关系见图 2-40c 所示的动态公差图。

该轴应满足下列要求:

1) 实际尺寸在 $\phi 19.7 \sim \phi 20\text{mm}$ 之内。

2) 实际轮廓不超出最大实体实效边界, 即其体外作用尺寸不大于最大实体实效尺寸 $d_{MV} = d_M + t = \phi (20 + 0.1) \text{mm} = \phi 20.1\text{mm}$ 。

当该轴处于最小实体状态时, 其轴线直线度误差允许达到最大值, 即等于图样给出的直线度公差值 ($\phi 0.1\text{mm}$) 与轴的尺寸公差 (0.3mm) 之和 $\phi 0.4\text{mm}$ 。

(2) 可逆要求用于最大实体要求 被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界, 即其体外作用尺寸不超出最大实体实效尺寸。当实际尺寸偏离最大实体尺寸时, 允许其形位误差超出给定的形位公差值。在不影响零件功能的前提下, 当被测轴线或中心平面的形位误差值, 小于在最大实体状态下给出的形位公差值时, 允许实际尺寸超出最大实体尺寸, 即允许相应的尺寸公差增大, 但最大可能允许的超出量为形位公差。

图 2-43a 为可逆要求用于最大实体要求的图例。该轴应满足下列要求:

1) 实际尺寸在 $\phi 19.7 \sim \phi 20.1\text{mm}$ 之内。

2) 实际轮廓不超出最大实体实效边界, 即其体外作用尺寸不大于最大实体实效尺寸 $d_{MV} = d_M + t = \phi (20 + 0.1) \text{mm} = \phi 20.1\text{mm}$ 。

当该轴处于最小实体状态时, 其轴线直线度误差允许达到最大值, 即等于图样给出的直线度公差值 ($\phi 0.1\text{mm}$) 与轴的尺寸公差 (0.3mm) 之和 $\phi 0.4\text{mm}$ 。当该轴的直线度误差值小于图样上给定的公差值 ($\phi 0.1\text{mm}$) 而为 $\phi 0.03\text{mm}$ 时, 允许其实际尺寸大于最大实体尺寸而达到 $\phi 20.07\text{mm}$, 见图 2-43b 所示。当直线度误差为零时, 其实际尺寸可以达到最大值, 即等于其最大实体实效边界尺寸 $\phi 20.1\text{mm}$, 从而实现了形位公差转化为尺寸公差的可逆要求。图 2-43c 给出了表达上述关系的动态公差图。

(3) 最大实体要求应用于基准要素 基准要素应遵守相应的边界。图样上单独标注的位置公差值, 是在基准要素处于相应边界下给出的。若基准要素的实际轮廓偏离其相应的边界, 即其体外作用尺寸偏离其相应的边界尺寸时, 则允许实际基准要素相对于相应边界在一定范围内浮动, 其浮动量等于基准要素的体外作用尺寸与其相应的边界尺寸之差。显然, 基准要素的实际轮廓偏离到最小实体状态时, 其浮动量达到最大。

应当指出, 基准要素的浮动可使被测要素的公差带相对于实际基准要素的位置变动, 但它不能使被测要素的位置公差值增大; 另外, 基准要素的浮动量不必进行计算, 只要求基准要素和被测要素的实际轮廓分别遵守各自的边界及最大、最小极限尺寸。

图 2-44 I 表示最大实体要求应用于轴 $\phi 12_{-0.03}^0$ 的轴线对轴 $\phi 25_{-0.05}^0$ 的轴线的同轴度公差, 并同时应用于基准要素。当被测要素处于最大实体状态时, 其轴线对基准 A 的同轴度

公差为 $\phi 0.04\text{mm}$ ，见图 2-44 II 所示。被测轴应满足下列要求：

1) 实际尺寸在 $\phi 19.97 \sim \phi 12\text{mm}$ 之内。

2) 实际轮廓不超出关联最大实体实效边界，即其体外作用尺寸不大于关联最大实体实效尺寸 $d_{MV} = d_M + t = \phi (12 + 0.04) \text{mm} = \phi 12.04\text{mm}$ 。

当被测轴处于最小实体状态时，其轴线对基准轴线 A 的同轴度误差允许达到最大值，即等于图样给出的直线度公差值($\phi 0.04\text{mm}$)与轴的尺寸公差(0.03mm)之和 $\phi 0.07\text{mm}$ (图 2-44 III)。

当基准 A 的实际轮廓处于最大实体边界，即其体外作用尺寸等于最大实体尺寸 $d_M = \phi 25\text{mm}$ 时，基准轴线不能浮动，见图 2-44 II、III 所示。当基准 A 的实际轮廓偏离最大实体边界，即其体外作用尺寸偏离最大实体尺寸 $\phi 25\text{mm}$ 时，基准轴线可以浮动。当其体外作用尺寸等于最小实体尺寸 $d_L = \phi 24.95\text{mm}$ 时，其浮动范围达到最大值，即为尺寸公差 $\phi 0.05\text{mm}$ ，见图 2-44 IV 所示。

6. 最大实体要求的应用范围

1) 最大实体要求只适用于中心要素(轴线、圆心、球心或中心平面)，多应用于位置度公差。对于平面、素线等非中心要素，都不存在尺寸公差对形位公差的补偿问题。

2) 最大实体要求主要用于保证装配互换或具有间隙配合(旋转灵活)的要素，尤其用于尺寸精度、形位精度比较低，配合性质要求不严、但要求能自由装配的零件，以获得最大的技术经济效益。

若干零件组装结合在一起，若没有精度要求，仅要求达到装配互换的情况有两种：①紧固连接且零件间没有相对运动，则零件的结合部位可以采用最大实体要求。如图 2-45b 所示，对轴承盖的四个 $\phi 11\text{H}13$ 螺钉孔，只要求螺钉能够自由穿过，拧入箱体的螺孔中。这种部位的被测要素遵守最大实体实效边界，就能够达到装配互换的目的，因此螺孔应采用最大实体要求；②零件组装后有回转运动，如图 2-46 的操纵杆与支座之间的连接，一般要求在互换条件下自由装配，并能旋转灵活，所以宜采用最大实体要求。

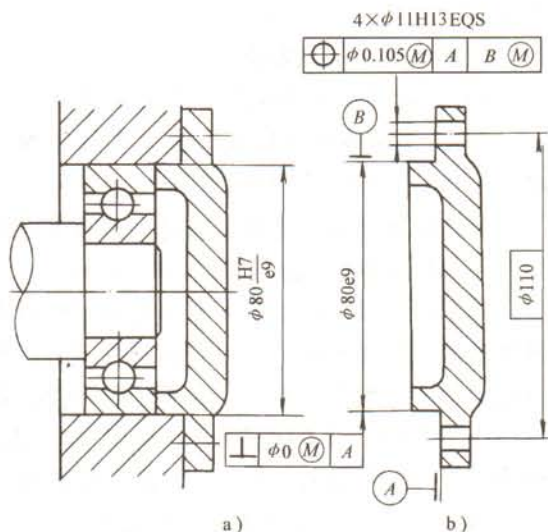


图 2-45 轴承盖及其组合

a) 滚动轴承盖部件组合 b) 轴承盖

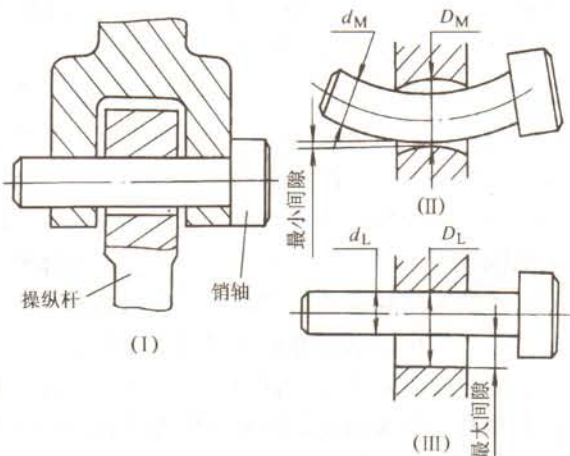


图 2-46 操纵机构

五、最小实体要求 (LMR) 和可逆要求 (RR)

1. 最小实体要求的含义

最小实体要求是指被测要素的实际轮廓应遵守其最小实体实效边界, 当其实际尺寸偏离最小实体尺寸时, 允许其形位误差值超出在最小实体状态下给出的公差值的一种要求。

2. 采用最小实体要求的边界和边界尺寸

(1) 最小实体要求应用于被测要素 被测要素的边界为最小实体实效边界, 其边界尺寸等于被测要素的最小实体实效尺寸, 见图 2-47 II 所示。

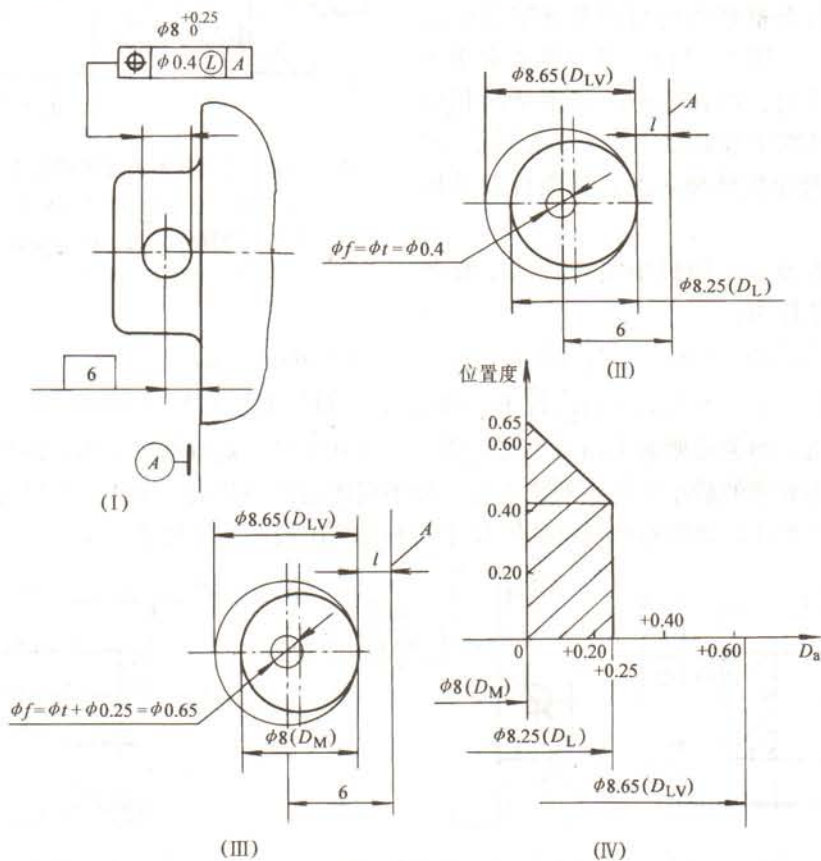


图 2-47 最小实体要求应用于被测要素

(2) 最小实体要求应用于基准要素 基准要素的相应边界及边界尺寸的确定方法如下:

1) 基准要素本身采用最小实体要求时, 其相应边界为最小实体实效边界, 则边界尺寸等于基准要素的最小实体实效尺寸。此时, 基准符号应直接标注在形成该最小实体实效边界的形位公差框格下面 (图 2-48)。

2) 基准要素本身不采用最小实体要求时, 其相应边界为最小实体边界; 则边界尺寸等于基准要素的最小实体尺寸。

3. 采用最小实体要求的图样标注

最小实体要求的符号为 “(L)”。

(1) 当最小实体要求应用于被测要素时 应在被测要素形位公差框格中的公差值后加注

符号“ \textcircled{L} ” (图 2-47)。当关联要素采用最小实体要求, 且其位置公差值给定为零时, 即为零形位公差, 应在形位公差框格中的第二格内填写“ $0\textcircled{L}$ ”或“ $\phi 0\textcircled{L}$ ” (图 2-49)。当可逆要求用于最小实体要求时, 应在被测要素的形位公差值后加注符号“ $\textcircled{L}\textcircled{R}$ ” (图 2-50)。

(2) 当最小实体要求应用于基准要素时 应在形位公差框格内的相应基准字母后加注符号“ \textcircled{L} ” (图 2-51)。当可逆要求用于最小实体要求时, 应在形位公差框格内相应基准要素的基准字母后加注符号“ $\textcircled{L}\textcircled{R}$ ”。

4. 采用最小实体要求的合格条件及其检验

(1) 被测要素采用最小实体要求 被测要素的合格条件为:

对于轴 $d_{fi} \geq d_{LV} = d_{\min} - t(\textcircled{L})$ 且 $d_L(d_{\min}) \leq d_a \leq d_M(d_{\max})$

对于孔 $D_{fi} \leq D_{LV} = D_{\max} + t(\textcircled{L})$ 且 $D_L(D_{\max}) \geq D_a \geq D_M(D_{\min})$

应该指出, 当关联要素采用最小实体要求, 且其位置公差值给定为零, 即应用零形位公差时, 则被测要素的最小实体实效边界等于最小实体边界, 其最小实体实效尺寸等于最小实体尺寸, 被测实际轮廓要素的局部实际尺寸应不得超出最小实体尺寸。

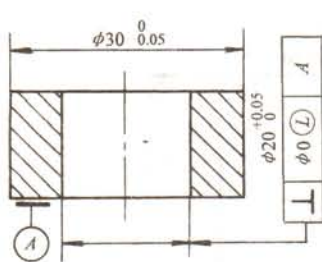


图 2-49 关联要素采用最小实体要求的零形位公差

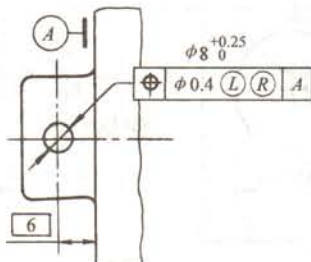


图 2-50 可逆要求用于最小实体要求

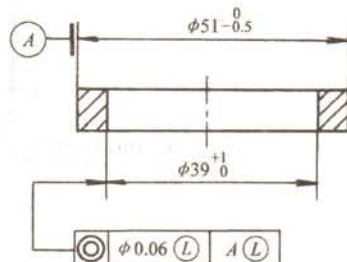


图 2-51 最小实体要求用于基准要素

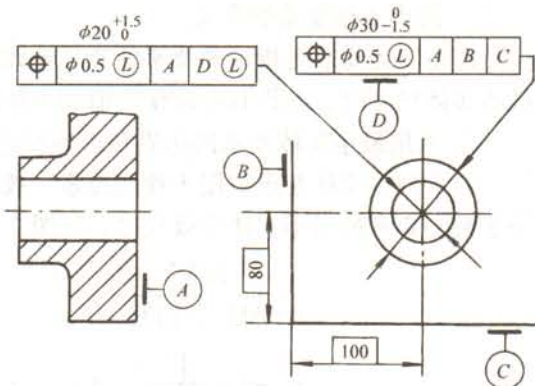


图 2-48 基准要素本身采用最小实体要求

注: 基准 D 的相应边界为最小实体实效边界, 边界尺寸为最小实体实效尺寸

$$D_{LV} = 22 (= 21.5 + 0.5)$$

(2) 可逆要求用于最小实体要求 被测要素的合格条件为:

对于轴 $d_{fi} \geq d_{LV} = d_{\min} - t(\textcircled{L})$ 且 $d_{LV}(d_{\min} - t(\textcircled{L})) \leq d_a \leq d_M(d_{\max})$

对于孔 $D_{fi} \leq D_{LV} = D_{\max} + t(\textcircled{L})$ 且 $D_{LV}(D_{\max} + t(\textcircled{L})) \geq D_a \geq D_M(D_{\min})$

(3) 基准要素采用最小实体要求 基准要素和被测要素的实际轮廓分别遵守各自的边界及最大、最小极限尺寸。按相应的要求进行检验。

采用最小实体要求的零件检验较困难, 且无法用量规检验, 但用三坐标测量机检验较多。

5. 采用最小实体要求的图样解释

(1) 最小实体要求应用于被测要素 被测要素的形位公差值是在该要素处于最小实体状态时给出的, 因此, 被测要素的实际轮廓应在给定长度上, 处处不得超出最小实体实效边

界, 即其体内作用尺寸不应超出最小实体实效尺寸。当被测要素的实际轮廓偏离其最小实体状态, 即其实际尺寸偏离最小实体尺寸时, 允许其形位误差值超出在最小实体状态下给出的公差值, 即此时的形位公差值可以增大, 其最大的超出量等于被测要素的尺寸公差; 同时, 局部实际尺寸不得超出其最大实体尺寸和最小实体尺寸。

图 2-47 I 表示孔 $\phi 8^{+0.25}_0$ 的轴线, 对基准 A 的位置度公差采用最小实体要求。当被测要素孔处于最小实体状态 (即等于最小实体尺寸 $\phi 8.25\text{mm}$) 时, 其轴线对基准 A 的位置度公差为 $\phi 0.4\text{mm}$, 见图 2-47 II 所示。当孔的实际尺寸偏离最小实体状态时, 允许孔对基准 A 的位置度误差相应地增大, 其相应的变化关系见图 2-47 IV 所示的动态公差图。

该孔应满足下列要求:

- 1) 实际尺寸在 $\phi 8 \sim \phi 8.25\text{mm}$ 之内。
- 2) 实际轮廓不超出关联最小实体实效边界, 即其关联体内作用尺寸不大于最小实体实效尺寸 $D_{LV} = D_L + t = \phi (20 + 0.1) \text{mm} = \phi 20.1\text{mm}$ 。

当该孔处于最大实体状态时, 其轴线对基准 A 的位置度误差允许达到最大值, 即等于图样给出的位置度公差值 ($\phi 0.4\text{mm}$) 与孔的尺寸公差 (0.25mm) 之和 $\phi 0.65\text{mm}$ 。

(2) 可逆要求用于最小实体要求 被测要素的实际轮廓应遵守其最小实体实效边界, 即其体内作用尺寸不超出最小实体实效尺寸。当实际尺寸偏离最小实体尺寸时, 允许其形位误差超出给定的形位公差值。在不影响零件功能的前提下, 当被测轴线或中心平面的形位误差值, 小于在最小实体状态下给出的形位公差值时, 允许实际尺寸超出最小实体尺寸, 即允许相应的尺寸公差增大, 但最大可能允许的超出量为形位公差。

图 2-50 为可逆要求用于最小实体要求的图例。该孔应满足下列要求:

- 1) 实际尺寸在 $\phi 8 \sim \phi 8.65\text{mm}$ 之内。
- 2) 被测孔应遵守其最小实体实效边界, 即以基准平面 A 和理论正确尺寸 $\phi 6$ 确定的理想位置定位的理想圆柱面, 该边界尺寸为最小实体实效尺寸 $D_{LV} = D_L + t = \phi (8.25 + 0.4) \text{mm} = \phi 8.65\text{mm}$, 其体内作用尺寸不大于 $\phi 8.65\text{mm}$, 如图 2-52a、b 所示。

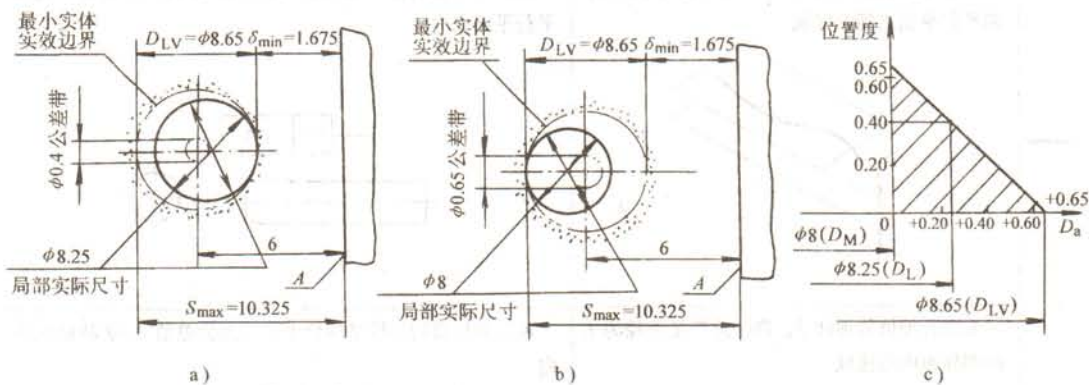


图 2-52 可逆要求用于最小实体要求的边界及动态公差图

a) 孔的最小实体实效边界 b) 孔的 $D_s = D_M$ c) 动态公差图

3) 被测孔为最小实体尺寸 $D_L = \phi 8.25\text{mm}$ 时, 实际孔轴线应在 $\phi 0.4\text{mm}$ 位置度公差带内 (图 2-52a); 为最大实体尺寸 $D_M = \phi 8\text{mm}$ 时, 实际孔轴线应在 $\phi 0.65\text{mm}$ 位置度公差带内 (图 2-52b); 为最小实体实效尺寸 $D_{LV} = \phi 8.65\text{mm}$ 时, 实际孔轴线必须具有理想形状和位于理想位置上, 即其形位误差为零。

4) 右孔壁和表面 A 之间的壁厚不应小于 $\delta_{\min} = 1.675\text{mm}$, 左孔壁至表面 A 的距离不应大于 $S_{\max} = 10.325\text{mm}$ 。

上述位置度要求在形状误差得到控制时, 可用通用计量器具测量两个孔壁至表面 A 的壁厚和距离加以间接控制。

6. 最小实体要求的应用范围


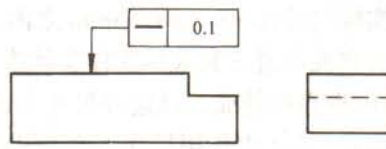
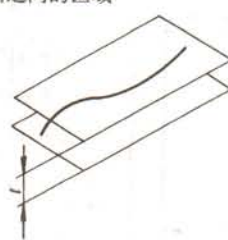
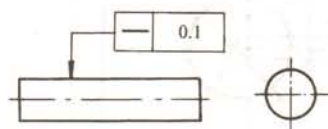

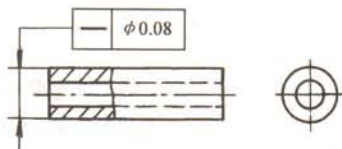
1) 最小实体要求适用于中心要素。

2) 采用最小实体要求可保证最小壁厚或最小的位置尺寸, 以防止穿透, 并能获得最佳的技术经济效益。



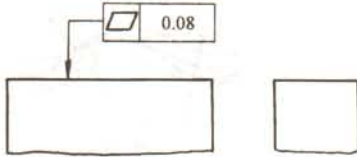


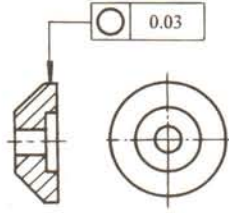
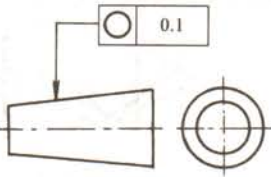

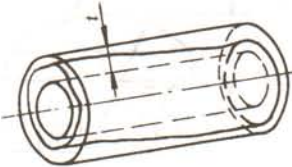
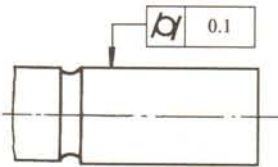
附表

附表 2-1 形状公差带 (GB/T 1182—1996)


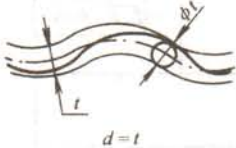
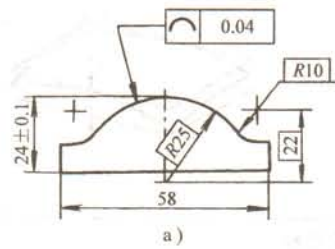
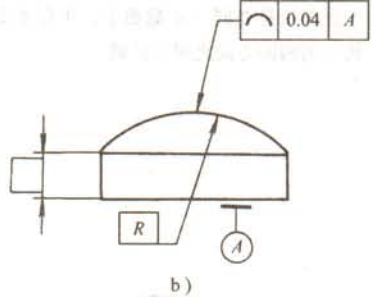

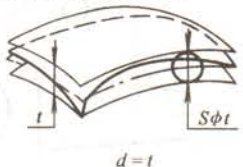
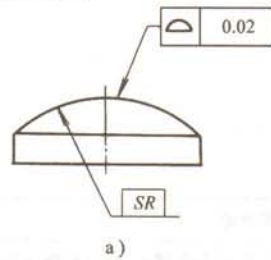
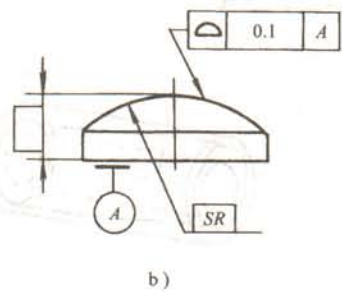
(单位: mm)

符号	公差带定义	标注和解释
一、直线度公差		
	<p>在给定平面内, 公差带是距离为公差值 t 的两平行直线之间的区域</p> 	<p>被测表面的素线必须位于平行于图样所示投影面且距离为公差值 0.1 的两平行直线内</p> 
	<p>在给定方向上公差带是距离为公差值 t 的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测圆柱面的任一素线必须位于距离为公差值 0.1 的两平行平面之内</p> 
	<p>如在公差值前加注 ϕ, 则公差带是直径为 t 的圆柱面内的区域</p> 	<p>被测圆柱面的轴线必须位于直径为公差值 0.08 的圆柱面内</p> 

(续)

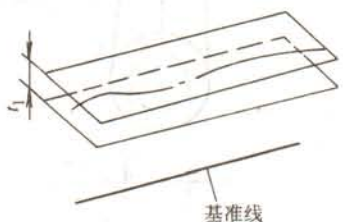
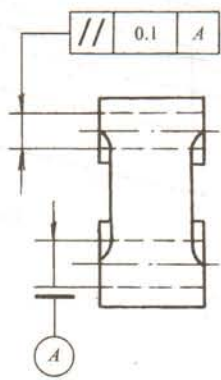
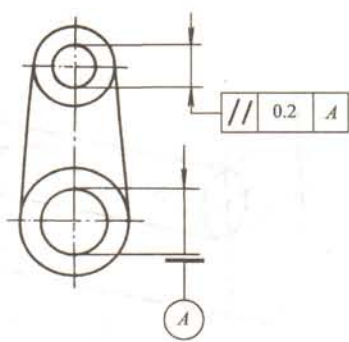
符号	公差带定义	标注和解释
二、平面度公差		
	<p>公差带是距离为公差值 t 的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.08 的两平行平面内</p> 
三、圆度公差		
	<p>公差带是在同一正截面上，半径差为公差值 t 的两同心圆之间的区域</p> 	<p>被测圆柱面任一正截面的圆周必须位于半径差为公差值 0.03 的两同心圆之间</p>  <p>被测圆锥面任一正截面上的圆周必须位于半径差为公差值 0.1 的两同心圆之间</p> 
四、圆柱度公差		
	<p>公差带是半径差为公差值 t 的两同轴圆柱面之间的区域</p> 	<p>被测圆柱面必须位于半径差为公差值 0.1 的两同轴圆柱面之间</p> 

(续)

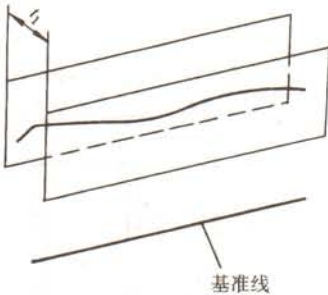
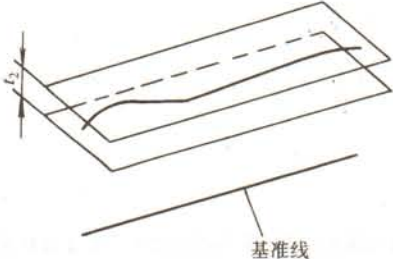
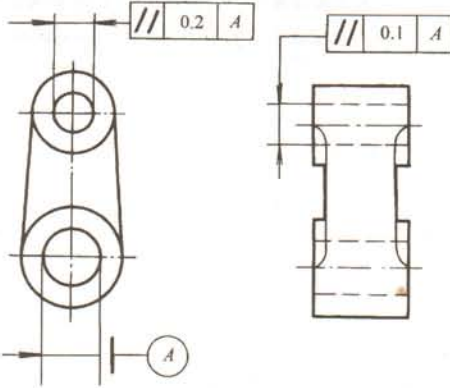
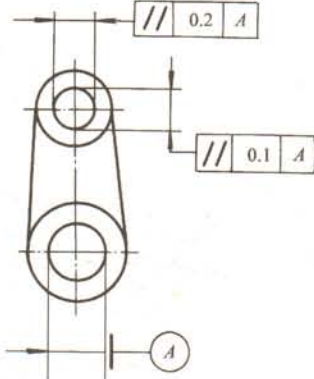
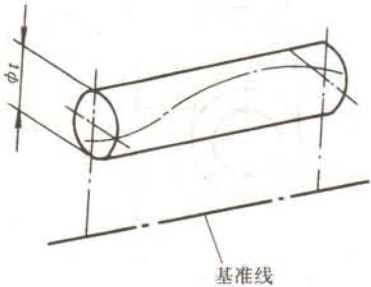
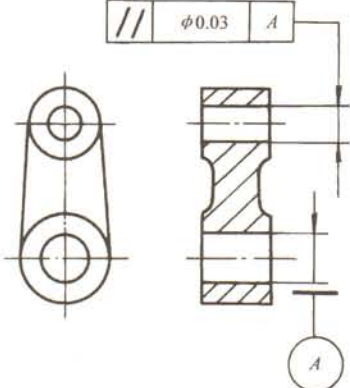
符号	公差带定义	标注和解释
<p data-bbox="164 286 335 310">五、线轮廓度公差</p> 	<p data-bbox="228 328 649 425">公差带是包络一系列直径为公差值 t 的圆的两包络线之间的区域。诸圆的圆心位于具有理论正确几何形状的线上</p>  <p data-bbox="228 637 649 698">无基准要求的线轮廓度公差见图 a); 有基准要求的线轮廓度公差见图 b)</p>	<p data-bbox="678 328 1220 425">在平行于图样所示投影面的任一截面上, 被测轮廓线必须位于包络一系列直径为公差值 0.04 且圆心位于具有理论正确几何形状的线上的两包络线之间</p>  <p data-bbox="935 683 963 711">a)</p>  <p data-bbox="928 997 956 1025">b)</p>
<p data-bbox="164 1068 335 1092">六、面轮廓度公差</p> 	<p data-bbox="228 1108 649 1204">公差带是包络一系列直径为公差值 t 的球的两包络面之间的区域, 诸球的球心应位于具有理论正确几何形状的面上</p>  <p data-bbox="228 1419 649 1480">无基准要求的面轮廓度公差见图 a); 有基准要求的面轮廓度公差见图 b)</p>	<p data-bbox="678 1108 1220 1204">被测轮廓面必须位于包络一系列球的两包络面之间, 诸球的直径为公差值 0.02, 且球心位于具有理论正确几何形状的面的两包络面之间</p>  <p data-bbox="921 1441 949 1469">a)</p>  <p data-bbox="921 1774 949 1801">b)</p>

附表 2-2 定向公差带 (GB/T 1182—1996)

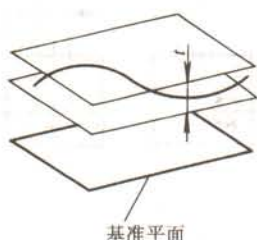
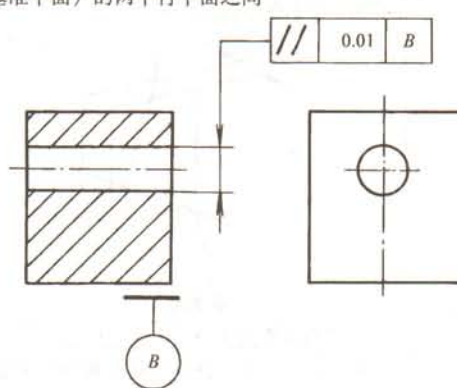
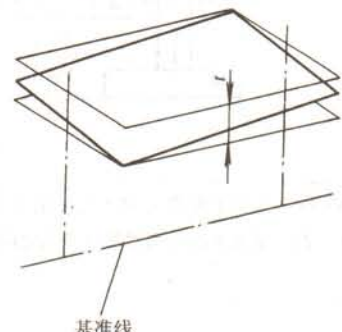
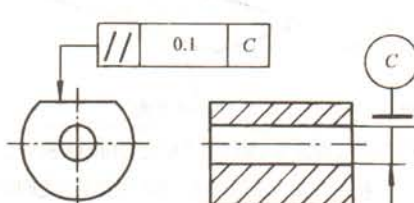
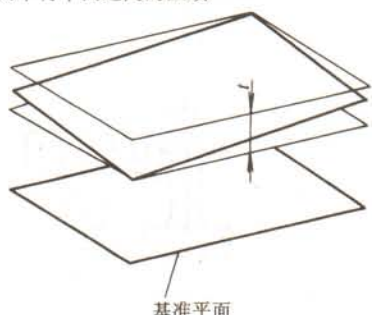
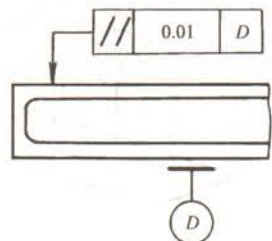
(单位: mm)

符号	公差带定义	标注和解释
一、平行度公差		
	<p>1. 线对线平行度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且平行于基准线、位于给定方向上的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准线</p>	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.1 且在给定方向上平行于基准轴线的两平行平面之间</p>  <p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.2 且在给定方向上平行于基准轴线的两平行平面之间</p> 

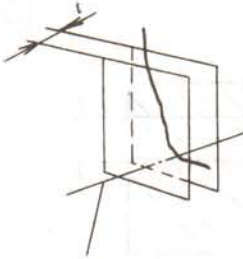
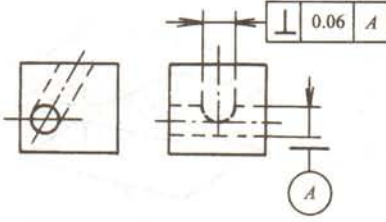

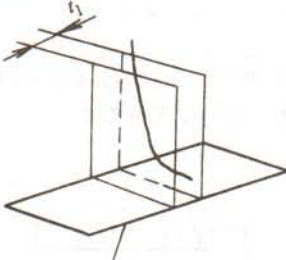
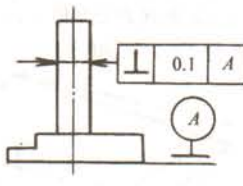
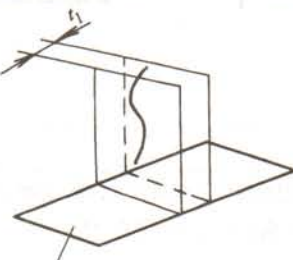
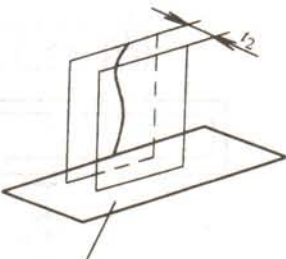
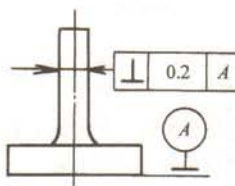
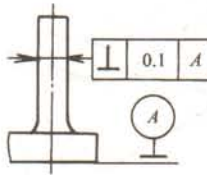
(续)

符号	公差带定义	标注和解释
//	<p>公差带是两对分别垂直于给定方向的距离分别为 t_1 和 t_2 且平行于基准线的两平行平面之间的区域</p>  	<p>被测轴线必须位于距离分别为公差值 0.2 和 0.1, 在给定的互相垂直方向上且平行于基准轴线的两组平行平面之间</p>  
	<p>如在公差值前加注 ϕ, 公差带是直径为公差值 t 且平行于基准线的圆柱面内的区域</p> 	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 0.03 且平行于基准轴线的圆柱面内</p> 


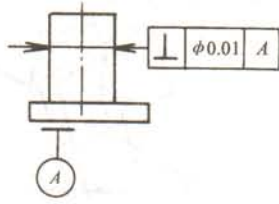

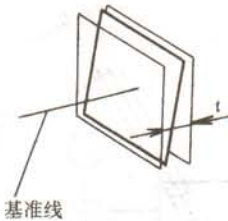
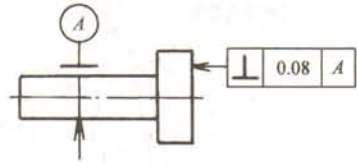
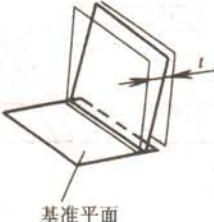
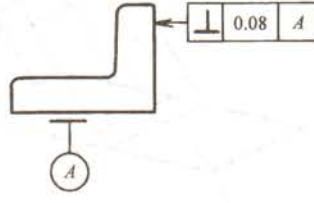
(续)

符号	公差带定义	标注和解释
	<p>2. 线对面平行度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且平行于基准平面的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.01 且平行于基准表面 B (基准平面) 的两平行平面之间</p> 
//	<p>3. 面对线平行度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且平行于基准线的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.1 且平行于基准线 C (基准轴线) 的两平行平面之间</p> 
	<p>4. 面对面平行度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且平行于基准面的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.01 且平行于基准表面 D (基准平面) 的两平行平面之间</p> 

(续)

符号	公差带定义	标注和解释
二、垂直度公差		
	<p>1. 线对线垂直度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且垂直于基准线的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准线</p>	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.06 且垂直于基准线 A (基准轴线) 的两平行平面之间</p> 
	<p>2. 线对面垂直度公差</p> <p>在给定方向上, 公差带是距离为公差值 t 且垂直于基准面的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准平面</p>	<p>在给定方向上被测轴线必须位于距离为公差值 0.1 且垂直于基准表面 A 的两平行平面之间</p> 
	<p>公差带是分别垂直于给定方向的距离分别为 t_1 和 t_2 且垂直于基准面的两对平行平面之间的区域</p>  <p>基准平面</p>  <p>基准平面</p>	<p>被测轴线必须位于距离分别为公差值 0.2 和 0.1 的互相垂直且垂直于基准平面的两对平行平面之间</p>  

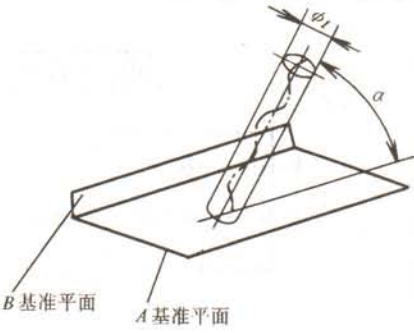
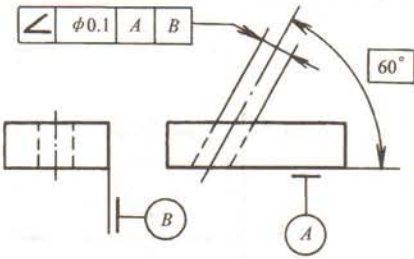

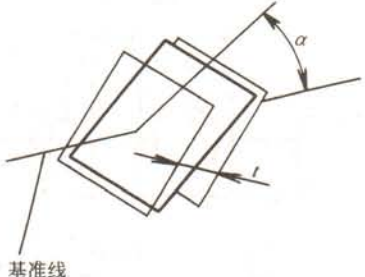
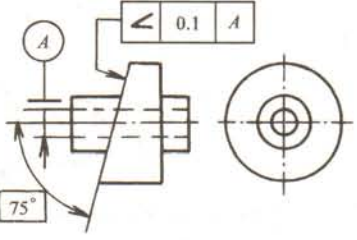
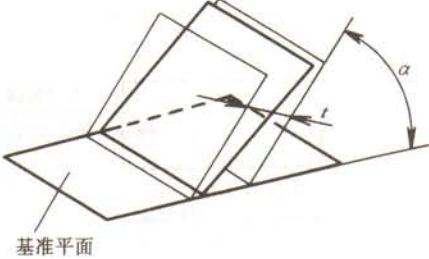
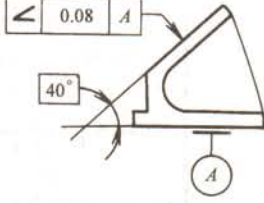
(续)

符号	公差带定义	标注和解释
	<p>如公差值前加注 ϕ, 则公差带是直径为公差值 t 且垂直于基准面的圆柱面内的区域</p> 	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 0.01 且垂直于基准面 A (基准平面) 的圆柱面内</p> 
<p>3. 面对线垂直度公差</p> 	<p>公差带是距离为公差值 t 且垂直于基准线的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测面必须位于距离为公差值 0.08 且垂直于基准线 A (基准轴线) 的两平行平面之间</p> 
	<p>4. 面对面垂直度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且垂直于基准面的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测面必须位于距离为公差值 0.08 且垂直于基准平面 A 的两平行平面之间</p> 

(续)

符号	公差带定义	标注和解释
三、倾斜度公差		
1. 线对线倾斜度公差		
<p>被测线和基准线在同一平面内：公差带是距离为公差值 t 且与基准线成一给定角度的两平行平面之间的区域</p>	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.08 且与 $A-B$ 公共基准线成一理论正确角度的两平行平面之间</p>	
<p>被测线与基准线不在同一平面内：公差带是距离为公差值 t 且与基准线成一给定角度的两平行平面之间的区域</p>	<p>被测轴线投影到包含基准轴线的平面上，它必须位于距离为公差值 0.08 并与 $A-B$ 公共基准线成理论正确角度 60° 的两平行平面之间</p>	
2. 线对面倾斜度公差		
<p>公差带是距离为公差值 t 且与基准成一给定角度的两平行平面之间的区域</p>	<p>被测轴线必须位于距离为公差值 0.08 且与基准面 A（基准平面）成理论正确角度 60° 的两平行平面之间</p>	

(续)


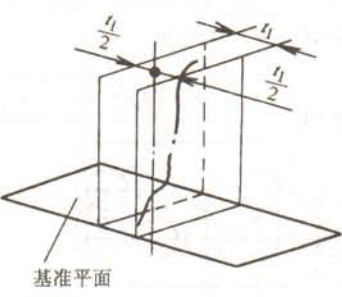
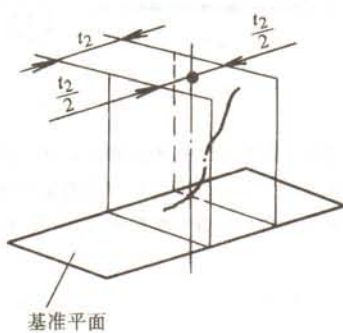
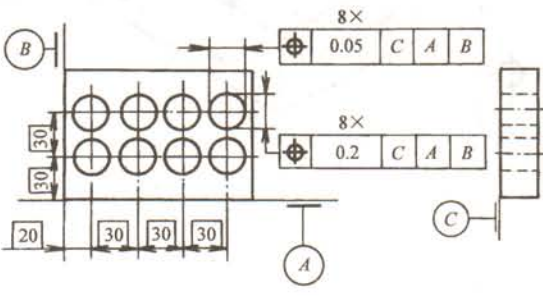
符号	公差带定义	标注和解释
	<p>如在公差值前加注 ϕ, 则公差带是直径为公差值 t 的圆柱面内的区域, 该圆柱面的轴线应与基准平面呈一给定的角度并平行于另一基准平面</p>  <p>B 基准平面 A 基准平面</p>	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 0.1 的圆柱面公差带内, 该公差带的轴线应与基准表面 A (基准平面) 呈理论正确角度 60° 并平行于基准平面 B</p> 
	<p>3. 面对线倾斜度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且与基准线成一给定角度的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准线</p>	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.1 且与基准线 A (基准轴线) 成理论正确角度 75° 的两平行平面之间</p> 
	<p>4. 面对面倾斜度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且与基准面成一给定角度的两平行平面之间的区域</p>  <p>基准平面</p>	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.08 且与基准面 A (基准平面) 成理论正确角度 40° 的两平行平面之间</p> 

附表 2-3 定位公差带 (GB/T 1182—1996)


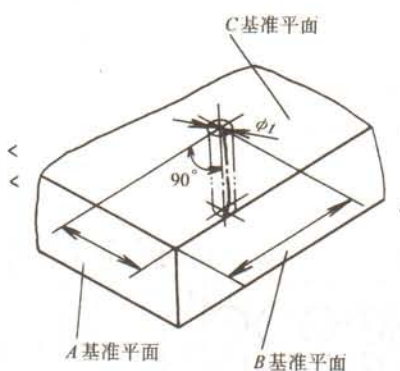
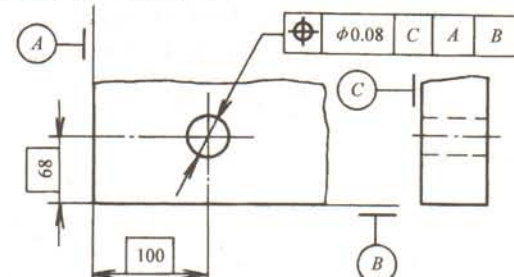
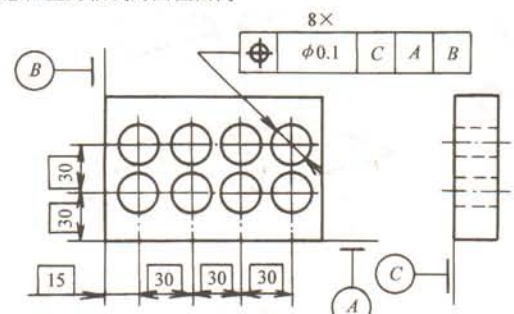
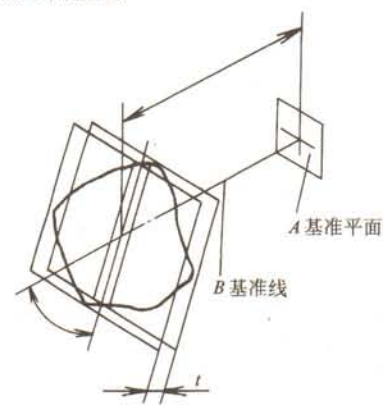
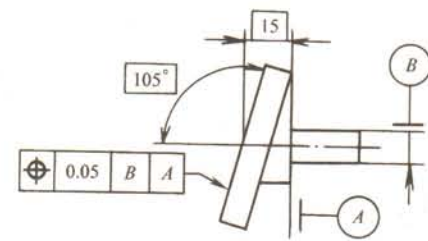
(单位: mm)

符号	公差带定义	标注和解释
一、位置度公差		
1. 点的位置度公差		
	<p>如公差值前加注 ϕ, 公差带是直径为公差值 t 的圆内的区域。圆公差带的中心点的位置由相对于基准 A 和 B 的理论正确尺寸确定</p>	<p>两个中心线的交点必须位于直径为公差值 0.3 的圆内, 该圆的圆心位于由相对基准 A 和 B (基准直线) 的理论正确尺寸所确定的点的理想位置上</p>
	<p>如公差值前加注 $S\phi$, 公差带是直径为公差值 t 的球内的区域。球公差带的中心点的位置由相对于基准 A、B 和 C 的理论正确尺寸确定</p>	<p>被测球的球心必须位于直径为公差值 0.3 的球内。该球的球心位于由相对基准 A、B、C 的理论正确尺寸所确定的理想位置上</p>
2. 线位置度公差		
	<p>公差带是距离为公差值 t 且以线的理想位置为中心线对称配置的两平行直线之间的区域。中心线的位置由相对于基准 A 的理论正确尺寸确定, 此位置度公差仅给定一个方向</p>	<p>每根刻线的中心线必须位于距离为公差值 0.05 且由相对于基准 A 的理论正确尺寸所确定的理想位置对称的诸两平行直线之间</p>

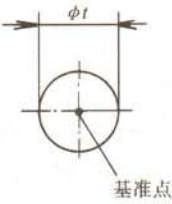
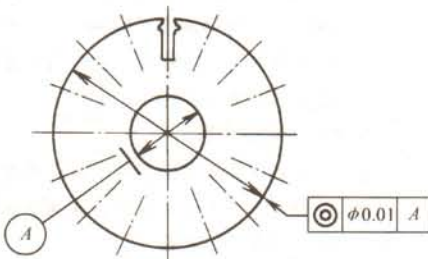
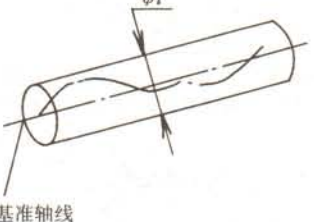
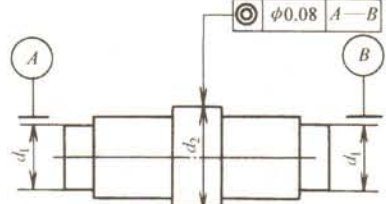
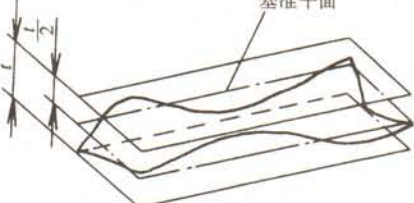
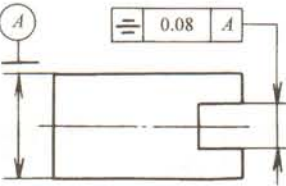
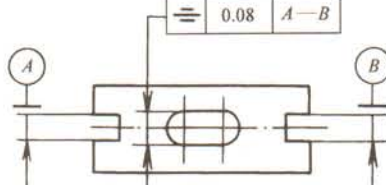
(续)

符号	公差带定义	标注和解释
	<p>公差带是两对分别垂直于给定方向的距离分别为 t_1 和 t_2 且以轴线的理想位置为中心对称配置的两平行平面之间的区域。轴线的理想位置是由相对于三基面体系的理论正确尺寸确定的, 此位置度公差相对于基准给定互相垂直的两个方向</p> <div data-bbox="307 748 649 1044">  </div> <div data-bbox="321 1081 664 1413">  </div>	<p>各个被测孔的轴线必须分别位于两对互相垂直的距离为公差值 0.05 和 0.2, 由相对于 C、A、B 基准表面(基准平面)理论正确尺寸所确定的理想位置对称配置的两平行平面之间</p> <div data-bbox="706 785 1249 1081">  </div>

(续)

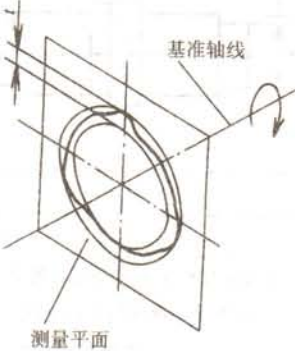
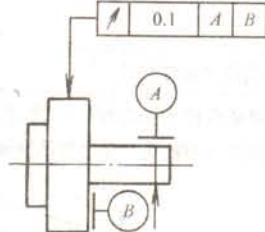
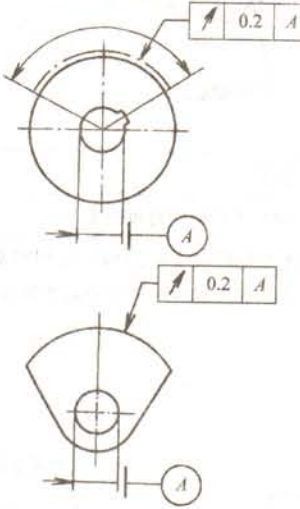
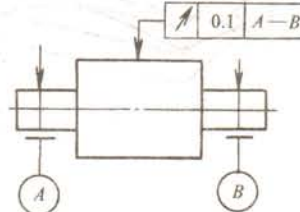
符号	公差带定义	标注和解释
	<p>如在公差值前加注 ϕ, 则公差带是直径为 t 的圆柱面内的区域。公差带的轴线的位置由相对于三基面体系的理论正确尺寸确定</p> 	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.08$ 且以相对于 C、A、B 基准表面 (基准平面) 的理论正确尺寸所确定的理想位置为轴线的圆柱面内</p>  <p>每个被测轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.1$, 由以相对于 C、A、B 基准表面 (基准平面) 的理论正确尺寸所确定的理想位置为轴线的圆柱面内</p> 
	<p>3. 平面或中心平面的位置度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且以面的理想位置为中心对称配置的两平行平面之间的区域。面的理想位置是由相对于三基面体系的理论正确尺寸确定的</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.05, 由以相对于基准线 B (基准轴线) 和基准表面 A (基准平面) 的理论正确尺寸所确定的理想位置对称配置的两平行平面之间</p> 

(续)

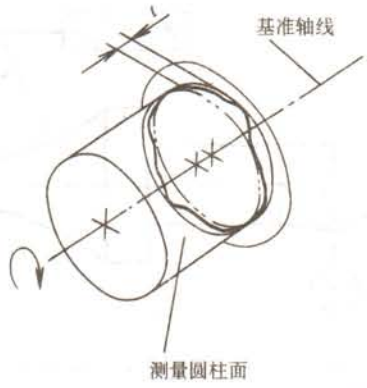
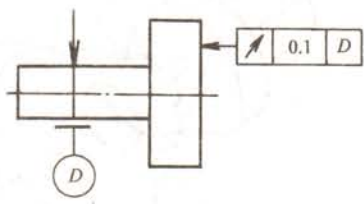
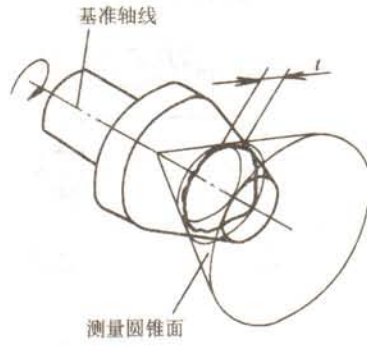
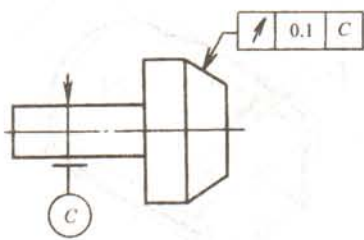
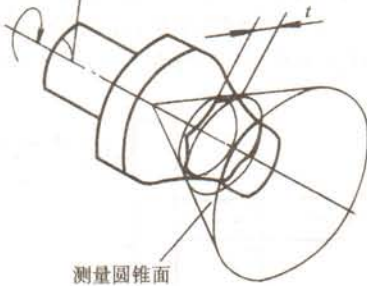
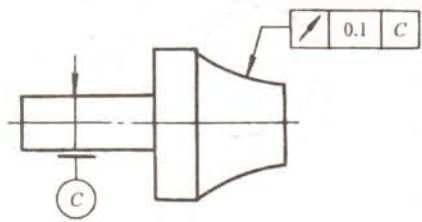
符号	公差带定义	标注和解释
二、同轴度公差		
	<p>1. 点的同轴度公差</p> <p>公差带是直径为公差值 t 且与基准圆心同心的圆内的区域</p> 	<p>外圆的圆心必须位于直径为公差值 0.01 且与基准圆心同心的圆内</p> 
◎	<p>2. 轴线的同轴度公差</p> <p>公差带是直径为公差值 t 的圆柱面内的区域, 该圆柱面的轴线与基准轴线同轴</p> 	<p>大圆柱面的轴线必须位于直径为公差值 0.08 且与公共基准线 A-B (公共基准轴线) 同轴的圆柱面内</p> 
三、对称度公差		
≡	<p>1. 中心平面的对称度公差</p> <p>公差带是距离为公差值 t 且相对基准的中心平面对称配置的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测中心平面必须位于距离为公差值 0.08 且相对于基准中心平面 A 对称配置的两平行平面之间</p>  <p>被测中心平面必须位于距离为公差值 0.08 且相对于公共基准中心平面 A-B 对称配置的两平行平面之间</p> 

附表 2-4 跳动公差带 (GB/T 1182—1996)

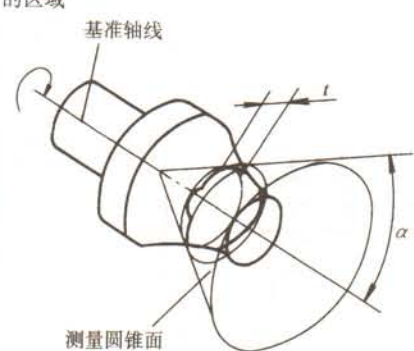
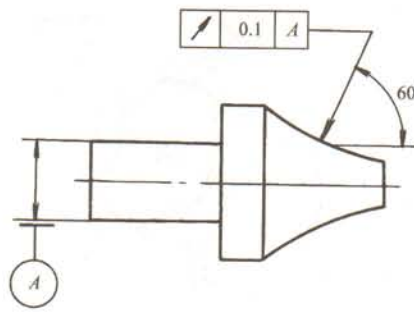
(单位: mm)

符号	公差带定义	标注和解释
一、圆跳动公差		
	<p>圆跳动公差是被测要素某一固定参考点围绕基准轴线旋转一周时 (零件和测量仪器间无轴向位移) 允许的最大变动量 t, 圆跳动公差适用于每一个不同的测量位置</p> <p>注: 圆跳动可能包括圆度、同轴度、垂直度或平面度误差, 这些误差的总值不能超过给定的圆跳动公差</p>	
	1. 径向圆跳动公差	
	<p>公差带是在垂直于基准轴线的任一测量平面内、半径差为公差值 t 且圆心在基准轴线上的两同心圆之间的区域</p>  <p>跳动通常是围绕轴线旋转一整周, 也可对部分圆周进行限制</p>	<p>当被测要素围绕基准线 A (基准轴线) 并同时受基准表面 B (基准平面) 的约束旋转一周时, 在任一测量平面内的径向圆跳动量均不得大于 0.1</p>  <p>被测要素绕基准线 A (基准轴线) 旋转一个给定的部分圆周时, 在任一测量平面内的径向圆跳动量均不得大于 0.2</p>  <p>当被测要素围绕公共基准线 A-B (公共基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量平面内的径向圆跳动量均不得大于 0.1</p> 

(续)

符号	公差带定义	标注和解释
	<p>2. 端面圆跳动公差</p> <p>公差带是在与基准同轴的任一半径位置的测量圆柱面上距离为 t 的两圆之间的区域</p>  <p>基准轴线</p> <p>测量圆柱面</p>	<p>被测面围绕基准线 D (基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量圆柱面内轴向的跳动量均不得大于 0.1</p> 
	<p>3. 斜向圆跳动公差</p> <p>公差带是在与基准同轴的任一测量圆锥面上距离为 t 的两圆之间的区域</p> <p>除另有规定, 其测量方向应与被测面垂直</p>  <p>基准轴线</p> <p>测量圆锥面</p>	<p>被测面绕基准线 C (基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量圆锥面上的跳动量均不得大于 0.1</p> 
	<p>基准轴线</p> <p>测量圆锥面</p> 	<p>被测曲面绕基准线 C (基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量圆锥面上的跳动量均不得大于 0.1</p> 

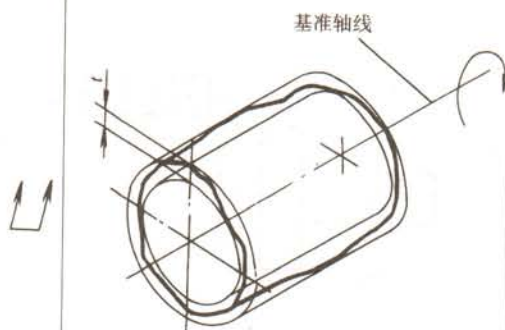
(续)

符号	公差带定义	标注和解释
	<p>4. 斜向 (给定角度的) 圆跳动公差</p> <p>公差带是在与基准同轴的任一给定角度的测量圆锥面上, 距离为公差值 t 的两圆之间的区域</p> 	<p>被测面绕基准线 A (基准轴线) 旋转一周时, 在给定角度为 60° 的任一测量圆锥面上的跳动量均不得大于 0.1</p> 

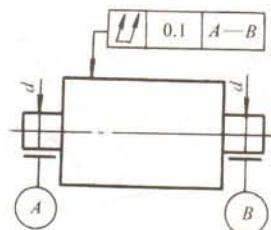
二、全跳动公差

1. 径向全跳动公差

公差带是半径差为公差值 t 且与基准同轴的两圆柱面之间的区域

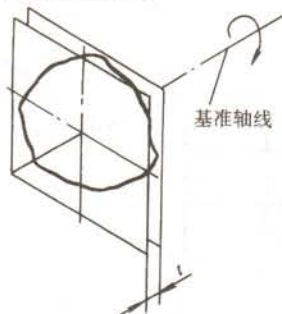


被测要素围绕公共基准线 A-B 作若干次旋转, 并在测量仪器与工件间同时作轴向的相对移动时, 被测要素上各点间的示值差均不得大于 0.1。测量仪器或工件必须沿着基准轴线方向并相对于公共基准线 A-B 移动

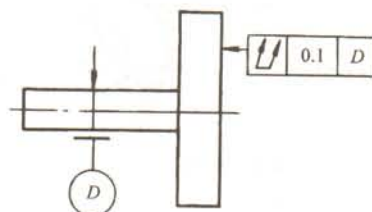


2. 端面全跳动公差

公差带是距离为公差值 t 且与基准垂直的两平行平面之间的区域



被测要素围绕基准轴线 D 作若干次旋转, 并在测量仪器与工件间作径向相对移动时, 在被测要素上各点间的示值差均不得大于 0.1。测量仪器或工件必须沿着轮廓具有理想正确形状的线和相对于基准轴线 D 的正确方向移动



第三章 表面粗糙度

第一节 概 述

一、表面粗糙度的形成及定义

表面粗糙度反映零件表面微观几何形状的误差。它主要是由于切削过程中刀具相对零件运动的轨迹、刀具和零件表面间的摩擦、切屑分出时工件表面层金属的弹塑性变形,以及工艺系统中的高频振动等因素造成的。所以,表面粗糙度是评定机械零件和产品质量的一个重要指标。

表面粗糙度是机械加工或者是用其他方法获得的零件表面,所存在的粗糙度轮廓的微观不平度,不包括波纹度和形状偏差。它的特征可用表面粗糙度参数来表示。

二、表面粗糙度对零件使用性能的影响

生产实践证明,表面粗糙度的大小对机械零件的使用性能和使用寿命有很大影响,主要有以下几个方面:

(1) 对摩擦和磨损的影响 表面粗糙度影响零件的耐磨性,表面越粗糙,摩擦系数就越大,两相对运动的表面磨损越快。

(2) 对配合性质的影响 表面粗糙度影响配合性质的稳定性。对于间隙配合,表面越粗糙,就越易磨损,使工作过程中的间隙迅速增大,过早地失去配合精度。对于过盈配合,由于在压入装配时,把粗糙表面的凸峰挤平,减少了实际过盈量,从而降低了联结的可靠性,同样不能保证正常的工作。

(3) 对零件强度的影响 粗糙的钢质零件表面,在交变载荷作用下,对应力集中很敏感,因而影响零件的疲劳强度。

(4) 对抗腐蚀性的影响 表面越粗糙,则积聚在零件表面上的腐蚀性气体或液体也越多,且通过表面的微观凹谷渗入到金属内层,造成表面腐蚀。

(5) 对结合面密封性的影响 粗糙的表面结合时,两表面只在局部点上接触,中间有缝隙,影响密封性。

可见,在设计零件时提出表面粗糙度的要求,是几何精度设计中不可缺少的一个方面。

第二节 表面粗糙度的评定

一、基本术语

我国现行的表面粗糙度评定的国家标准是 GB/T 3505—2000《产品几何技术规范 表面结构 轮廓法 表面结构的术语、定义及参数》。

为了客观统一地评定表面粗糙度,首先要确定测量的长度范围和方向。

1. 取样长度 l_r

如图 3-1 所示, 取样长度是指用于识别所评定轮廓不平度特征的 x 轴方向的长度。 l_r 在数值上同轮廓滤波器 λ_c 的特性波长相等。规定取样长度的目的在于限制或减弱其他几何形状误差, 特别是表面波度对测量结果的影响。

我国国家标准 GB/T 1031—1995《表面粗糙度 参数及其数值》规定的取样长度和评定长度见本章附表 3-1。

表面越粗糙, 取样长度就应越大, 因为表面越粗糙, 波距也越大, 较大的取样长度才能反映一定数量的微量高低不平的痕迹。

2. 评定长度 l_n

评定长度是指用于评定被测定轮廓的 x 轴方向的长度。由于零件表面各部分的表面粗糙度不一定很均匀, 在一个取样长度上往往不能合理地反映某一表面的粗糙度特征, 故需在其一定长度范围内的不同部位进行测量。评定长度可以包括一个或几个取样长度, 一般取 $l_n = 5l_r$ 。

3. 轮廓中线

轮廓中线是评定表面粗糙度参数值大小的一条参考线。中线的几何形状与工件表面几何轮廓的走向一致。中线包括轮廓的最小二乘中线和轮廓的算术平均中线。

(1) 轮廓的最小二乘中线 (图 3-1) 轮廓的最小二乘中线是根据实际轮廓, 用最小二乘法确定的划分轮廓的基准线, 即在取样长度内, 使被测轮廓上各点至一条假想线的距离的平方和为最小 ($\sum_{i=1}^n y_i^2$ 为最小), 这条假想线就是最小二乘中线。

最小二乘中线符合最小二乘原则。从理论上讲是很理想的基准线。但实际上很难确切地找到它, 故很少应用。

(2) 轮廓的算术平均中线 (图 3-2) 在取样长度内, 由一条假想线将实际轮廓分成上下两个部分, 且使上部分面积之和等于下部分面积之和 ($\sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n F'_i$), 这条假想的线就是算术平均中线。

算术平均中线与最小二乘中线相差很小, 故实际中常用它来代替最小二乘中线。通常用目测估计的办法来确定它。

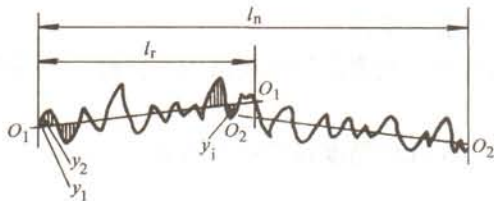


图 3-1 最小二乘中线
 O_1O_1 、 O_2O_2 —最小二乘中线

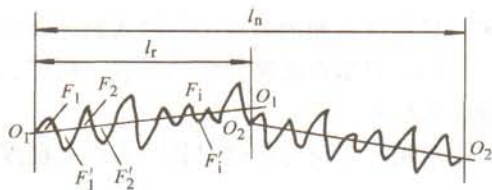


图 3-2 算术平均中线
 O_1O_1 、 O_2O_2 —算术平均中线

二、表面粗糙度的评定参数

为了完善地评定实际轮廓, 需要分别从不同方向规定适当的参数。

1. 高度特征参数

该类参数是沿评定基准线的垂直方向计量的。

(1) 轮廓算术平均偏差 R_a 在取样长度 l_r 内, 被测轮廓上各点至基准线的偏距 y_i 的绝对值的算术平均值, 称为轮廓算术平均偏差 (图 3-3), 即

$$R_a = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} |y| dx \quad (3-1)$$

或近似为

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (3-2)$$

式中 n ——在取样长度内所测点的数目。

测得的 R_a 值越大, 则表面越粗糙。 R_a 能客观地反映表面微观几何形状的特性, 但因 R_a 一般是用电动轮廓仪进行测量, 而表面过于粗糙或太光滑时不宜用轮廓仪测量, 所以这个参数的使用受到一定的限制。

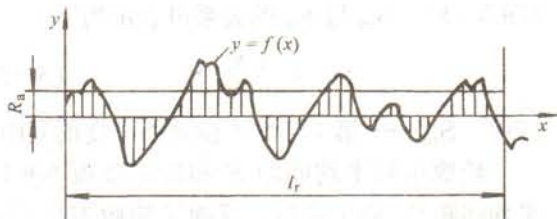


图 3-3 轮廓算术平均偏差

(2) 微观不平度十点平均高度 R_z 在取样长度 l_r 内, 被测轮廓上 5 个最大轮廓峰高 (y_{pi}) 的平均值, 与 5 个最大的轮廓谷深 (y_{vi}) 的平均值之和, 称为微观不平度十点平均高度 (图 3-4), 即

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 y_{pi} + \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right) \quad (3-3)$$

注意这里谷深不取成负值。测得的 R_z 值越大, 则表面越粗糙。 R_z 值只能反映被测表面轮廓凸峰的高度, 不能反映轮廓的几何特性 (峰顶的尖锐或平钝等), 且测量结果易受测量者的主观影响, 例如取点不同所得 R_z 值往往相差很大。

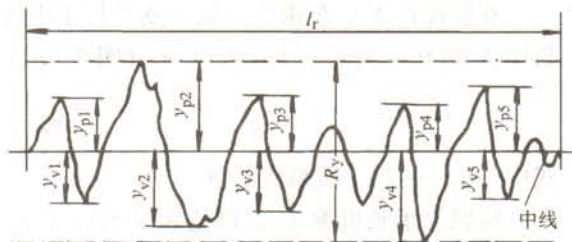


图 3-4 最大轮廓峰高和最大轮廓谷深

(3) 轮廓最大高度 R_y 在取样长度 l_r 内, 轮廓的最高峰顶线和最低谷底线之间的垂直距离称为轮廓最大高度 R_y , 见图 3-4。

R_y 只是对被测轮廓峰与谷的最大高度的单一评定, 因此它不如 R_z 值反映的几何特性全面, 在测量均匀性较差的表面时尤其如此。但由于 R_y 本身的定义, 使其测量非常简便, 同时也补偿了 R_z 不能测量极小表面 (如刀刃、顶尖、圆弧表面) 的不足, 所以也广泛地被许多国家所采用。它还常与 R_a 或 R_z 联用, 控制微观不平度谷深, 从而控制表面微观裂纹的深度, 常用于受交变应力作用的表面, 如齿廓表面。

GB/T 1031—1995 规定的高度特征参数 R_a 、 R_z 、 R_y 的数值见本章附表 3-2 和附表 3-3。

2. 间距特征参数

该类参数是沿评定基准线方向测量的, 能直接反映表面加工纹理细密程度。

(1) 轮廓单峰平均间距 S 在取样长度 l_r 内, 轮廓的单峰间距 S_i 的平均值, 称为轮廓单峰平均间距 S 。

所谓轮廓单峰间距 S_i 是指两相邻单峰的最高点之间的距离投影在中线上的长度 (图 3-5)。 S 与 S_i 的关系可表示为

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \quad (3-4)$$

式中 S_i ——第 i 个轮廓单峰间距。

(2) 轮廓微观不平度的平均间距 S_m 在取样长度 l_r 内, 轮廓微观不平度的间距 S_{mi} 的平均值, 称为轮廓微观不平度的平均间距 S_m 。

所谓轮廓微观不平度的间距 S_{mi} , 是指含有一个轮廓峰和相邻轮廓谷的一段中线长度 (图 3-5)。 S_m 与 S_{mi} 的关系可表示为

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi} \quad (3-5)$$

式中 S_{mi} ——第 i 个轮廓微观不平度的间距。

轮廓单峰平均间距 S 和轮廓微观不平度平均间距 S_m 两个参数, 反映了轮廓表面的横向特性, 可对表面加工纹理的细密度作出评价。 S 表征了峰的密度, S_m 则反映了轮廓对于中线的交叉密度。 S 和 S_m 在各国标准中被广泛采用, 它对评价承载能力、耐磨性和密封性都具有重要意义。

3. 形状特征参数

轮廓形状特征参数用轮廓支承长度率 t_p 表示。

在取样长度 l_r 范围内, 取一条平行于中线的直线, 该线与轮廓相截, 在轮廓上各段截线长度 b_i 之和称为轮廓支承长度 η_p (图 3-6), 即

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i \quad (3-6)$$

式中 b_i ——第 i 段截线长度。

轮廓支承长度率 t_p 是指轮廓支承长度 η_p 与取样长度 l_r 之比, 即

$$t_p = \frac{\eta_p}{l_r} \quad (3-7)$$

由图 3-6 可知, 从峰顶向下所取的水平截距 c 不同, 其支承长度率 t_p 也不同。因此, t_p 值应对应于水平截距 c 给出。

轮廓支承长度率用百分率表示, 水平截距 c 用 μm 或轮廓最大高度 R_y 的百分数表示。

图 3-7 表示两种不同形状的表面轮廓, 它们的水平截距 c 相同, 而两种轮廓的支承长度 η_p 却不同。支承长度越长, 表面接触刚度越大, 耐磨性也越好。因此, 由支承长度 η_p 算得的轮廓的支承长度率 t_p 是反映轮廓形状特性方面的表面粗糙度参数。

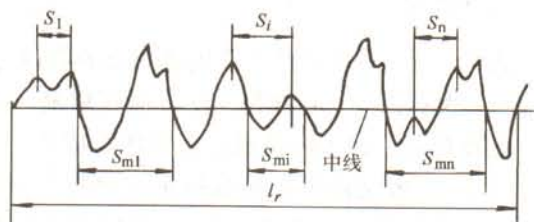


图 3-5 表面粗糙度的间距参数

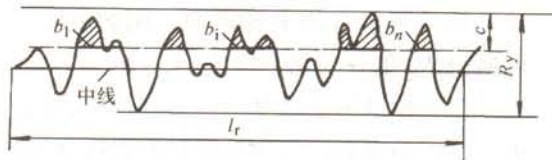


图 3-6 轮廓支承长度

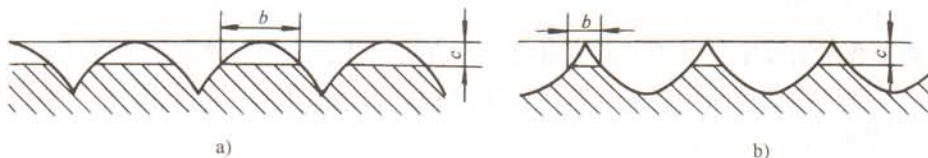


图 3-7 不同形状轮廓的支承长度

a) 轮廓支承长度大 b) 轮廓支承长度小

第三节 表面粗糙度的应用

一、表面粗糙度评定参数的选用

正确合理地选择零件的表面粗糙度,是一项重要的技术经济性工作。表面粗糙度评定参数的选用原则,是应根据零件的工作条件和使用性能,既考虑能表征表面的几何特性和表面功能参数,又要考虑表面粗糙度检测仪器(或测量方法)的测量范围和工艺的经济性。

设计人员一般可根据选用原则,选定一个或几个表面粗糙度的评定参数,以表达设计要求。由于 GB/T 1031—1995 规定,高度特征参数是基本的评定参数,间距和形状参数是附加评定参数。所以,在图样上标注表面粗糙度时,一般只给出高度特征参数,只有少数零件的重要表面有特殊使用要求时,才附加给出间距特征参数或形状特征参数。

通常高度特征参数可选用 R_a ; 对于特别粗糙或特别光洁的表面,考虑到工作和检测条件,可以选用 R_z 或 R_y (R_a 与 R_z 不能同时选用); 只有当高度特征参数不能满足零件表面的功能要求时,才附加间距参数 S 或 S_m 及形状参数 t_p 。例如,为了使汽车外壳薄钢板具有较好的喷涂结合性和光泽美观的外形,对其除规定高度特征参数 R_a ($0.9 \sim 1.3 \mu\text{m}$) 以外,还应控制间距特征参数 S ($0.13 \sim 0.23 \text{mm}$); 为了减少功率损失、降低温升,对电机定子硅钢片应同时规定 R_a ($1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$) 和 S (约 0.17mm)。

二、表面粗糙度评定参数值的选用

表面粗糙度评定参数选定后,应规定其允许值。一般只规定上限值,必要时还要给出下限值。表面粗糙度的参数值已经标准化,设计时应按国家标准规定的参数系列选取。

高度和间距及形状特征参数值见本章附表 3-2 至附表 3-5。

表面粗糙度参数值选用得适当与否,不仅影响零件的使用性能,还关系到制造成本。因此,合理地选取表面粗糙度参数值具有十分重要的意义。一般在规定表面粗糙度高度特征参数的允许值时,可考虑以下原则:

- 1) 在满足功能要求的前提下,尽量选用较大的表面粗糙度参数值,以降低加工成本。
- 2) 同一零件上,工作表面的粗糙度参数值应小于非工作表面的粗糙度参数值。
- 3) 摩擦表面比非摩擦表面的粗糙度参数值要小,滚动摩擦表面比滑动摩擦表面的粗糙度参数值要小。
- 4) 运动速度高、单位面积压力大的表面,受交变应力作用的重要零件圆角、沟槽的表面粗糙度参数值都应小些。
- 5) 配合零件的表面粗糙度应与尺寸及形状公差相协调,一般尺寸与形状公差要求越严,粗糙度要求也就越严。
- 6) 配合精度要求高的配合表面(如小间隙配合的配合表面),受重载荷作用的过盈配合表面的粗糙度参数值也应小些。
- 7) 同一公差等级的零件,小尺寸比大尺寸、轴比孔的粗糙度参数值要小。
- 8) 凡有关标准已对表面粗糙度要求作出规定的,如与滚动轴承配合的轴颈和外壳孔的表面等,则应按相应的标准确定表面粗糙度参数值。

具体选择表面粗糙度参数值时,通常根据某些统计资料采用类比法确定,见本章附表 3-6 和附表 3-7。

三、取样长度和评定长度值的选用

1. 取样长度值的选用

GB/T 1031—1995 标准给出的取样长度系列值为 0.08mm、0.25mm、0.8mm、2.5mm、8mm、25mm。

取样长度值的选用可分为以下两种情况：

1) 一般情况下，在测量 R_a 、 R_z 和 R_y 时，推荐按本章附表 3-1 选用对应的取样长度值。此时可以省略标注取样长度数值。当有特殊要求时，则应取技术要求规定的取样长度值，并在图样上或技术文件中注出。

2) 对于微观不平度间距较大的端铣、滚铣及其他大进给走刀量的加工表面，应按标准中规定的取样长度系列，选取较大的取样长度值。

2. 评定长度值的选用

在一般测量时，选取评定长度的值可以通过概率统计原理进行分析，便能获得可靠的数值。评定长度值的选用应符合国家标准中推荐的数值，见本章附表 3-1。具体选取时可分以下三种情况：

1) 一般加工的零件表面，可选用评定长度为 5 个连续的取样长度值，它和触针式轮廓仪规定的行程长度取得一致。

2) 当被测表面有较好的均匀性，测量时可选用小于 5 个取样长度的评定长度值。

3) 对均匀性较差的被测表面，可选用大于 5 个取样长度的评定长度值。

在评定长度内，根据取样长度进行测量可得到一个或数个测量值，此时，应以各取样长度内测得值的算术平均值作为测量结果。



第四节 表面粗糙度的标注

一、表面粗糙度的符号

表面粗糙度的评定参数及其数值确定后，还应按 GB/T 131—1993《机械制图 表面粗糙度符号、代号及其注法》的规定，在零件图上正确地标出（图样上所标注的表面粗糙度符号、代号是该表面完工后的要求）。标准规定，有关表面粗糙度的各项规定按功能要求给定，并注在符号中相应的位置。若仅表示需要加工（采用去除材料的方法或不去除材料的方法），但对表面粗糙度的其他规定没有要求时，允许只注表面粗糙度符号。

图样上表示零件表面粗糙度的符号见表 3-1。

表 3-1 表面粗糙度的符号

符 号	意 义 及 说 明
	基本符号，表示表面可用任何方法获得。当不加注粗糙度参数值或有关说明（如表面处理、局部热处理状况等）时，仅适用于简化代号标注
	基本符号加一短划，表示表面是用去除材料的方法获得。如车、铣、钻、磨、剪切、抛光、腐蚀、电火花加工、气割等

(续)

符 号	意 义 及 说 明
	基本符号加一小圆, 表示表面是用不去除材料的方法获得。如铸、锻、冲压变形、热轧、冷轧、粉末冶金等, 或者是用于保持原供应状况的表面 (包括保持上道工序的状况)
	在上述三个符号的长边上均可加一横线, 用于标注有关参数和说明, 见图 3-8
	在上述三个符号上均可加一小圆, 表示所有表面具有相同的表面粗糙度要求

二、表面粗糙度代号

在表面粗糙度符号的基础上, 注出表面粗糙度数值及其有关的规定项目后就形成了表面粗糙度代号。图 3-8 示出表面粗糙度的各个特性参数及其数值、对零件表面的其他要求在表面粗糙度代号中标注的位置。当需要控制表面加工纹理方向时, 可加注加工纹理方向符号 (图 3-9)。

表面粗糙度代号中各种要求和数值的标注方法及其含义见表 3-2 所示。

从表 3-2 中可以看出: 高度参数采用 R_a 时, 参数值前不标注参数符号 “ R_a ”; 采用参数 R_z 或 (和) R_y 时, 参数值前应标注相应的参数符号 “ R_z ” 或 “ R_y ”。高度参数值的单位均为微米 (μm)。

当允许在表面粗糙度参数的所有实测值中超过规定值的个数少于总数的 16% 时, 应在图样上标注表面粗糙度参数的上限值或 (和) 下限值; 当要求表面粗糙度参数的所有实测值均不得超过规定值时, 应在图样上标注表面粗糙度参数的最大值或 (和) 最小值。

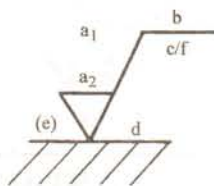


图 3-8 表面粗糙度代号各项标注的位置
 a_1, a_2 —粗糙度高度参数代号及其数值 (单位为 μm)
 b —加工要求、镀覆、涂覆、表面处理或其他说明等
 c —取样长度 (单位为 mm) 或波长度 (单位为 μm)
 d —加工纹理方向符号
 e —加工余量 (单位为 mm)
 f —粗糙度间距参数值 (单位为 mm) 或轮廓支承长度率

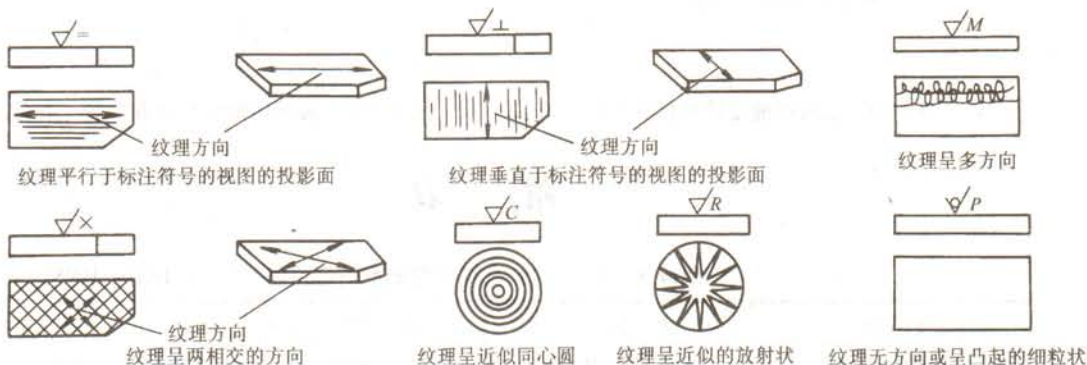


图 3-9 加工纹理方向符号标注图例

表 3-2 表面粗糙度代号标注示例

代 号	意 义	代 号	意 义
	用任何方法获得的表面的 R_a 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 R_a 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$, R_y 的上限值为 $12.5\mu\text{m}$
	用不去除材料方法获得的表面的 R_a 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 R_a 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$, R_a 的最小值为 $1.6\mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面的 R_a 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面的 R_a 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$, R_y 的最大值为 $12.5\mu\text{m}$
	用不去除材料方法获得的表面的 R_z 的最大值为 $200\mu\text{m}$		最后用磨削的方法获得的表面的 R_a 的最大值为 $1.6\mu\text{m}$, 取样长度为 0.8mm , 轮廓微观不平度平均间距 S_m 不得超过 0.050mm , 加工纹理方向平行于标注代号的视图的投影面
	用去除材料方法获得的表面的 R_z 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$, R_z 的下限值为 $1.6\mu\text{m}$		

三、图样标注

表面粗糙度代(符)号一般标注于图样的可见轮廓线处,但也可标注在尺寸界限或其延长线上,符号的尖端应从材料外指向被测表面。代号中数字及符号的注写方向,必须与尺寸数字方向一致(图 3-10)。当零件的大部分表面的粗糙度值要求相同时,不必一一标注,对其中使用最多的一种符号、代号可统一注在图样的右上角,并加注“其余”两字,如图 3-11 所示。

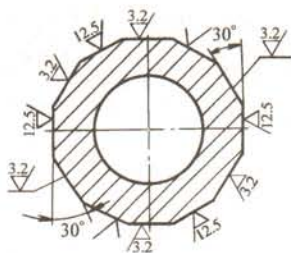


图 3-10 表面粗糙度代号标注方法

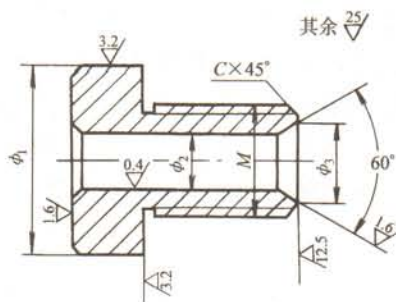


图 3-11 表面粗糙度代号在图样上标注示例

附 表

附表 3-1 取样长度和评定长度的选用值 (GB/T 1031—1995)

$R_a/\mu\text{m}$	$R_z, R_y/\mu\text{m}$	取样长度 l_t/mm	评定长度 l_m/mm
$>0.008 \sim 0.02$	$>0.025 \sim 0.10$	0.08	0.4
$>0.02 \sim 0.1$	$>0.10 \sim 0.50$	0.25	1.25

(续)

$R_a/\mu\text{m}$	$R_z, R_y/\mu\text{m}$	取样长度 l_t/mm	评定长度 l_m/mm
$>0.1\sim 2.0$	$>0.50\sim 10.0$	0.8	4.0
$>2.0\sim 10.0$	$>10.0\sim 50.0$	2.5	12.5
$>10.0\sim 80.0$	$>50\sim 320$	8.0	40.0

附表 3-2 轮廓算术平均偏差 R_a (GB/T 1031—1995) (单位: μm)

R_a	0.012	0.2	3.0	50
	0.025	0.4	6.3	100
	0.05	0.8	12.5	
	0.1	1.6	25	

附表 3-3 微观不平度十点高度 R_z 和轮廓最大高度 R_y 的数值 (GB/T 1031—1995)(单位: μm)

R_z, R_y	0.025	0.4	6.3	100	1 600
	0.05	0.8	12.5	200	
	0.1	1.6	25	400	
	0.2	3.2	50	800	

附表 3-4 轮廓微观不平度的平均间距 S_m 和轮廓的单峰平均间距 S 的数值 (GB/T 1031—1995)

(单位: mm)

S_m, S	0.006	0.1	1.6
	0.0125	0.2	3.2
	0.025	0.4	6.3
	0.05	0.8	12.5

附表 3-5 支承长度率 t_p (摘自 GB/T 1031—1995)

$t_p(\%)$	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
-----------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

注: 选用 t_p 参数时必须同时给出水平截距 C 值, 它可用 μm 或 R_y 的百分数表示。百分数系列如下: R_y 的 5、10、15、20、25、30、40、50、60、70、80、90%。

附表 3-6 轴和孔的表面粗糙度参数推荐值

应 用 场 合			$R_a/\mu\text{m}$	
示 例	公差等级	表面	基 本 尺 寸 /mm	
			≤ 50	$> 50\sim 500$
经常装拆零件的配合表面 (如交换齿轮, 滚刀等)	IT5	轴	≤ 0.2	≤ 0.4
		孔	≤ 0.4	≤ 0.8
	IT6	轴	≤ 0.4	≤ 0.8
		孔	≤ 0.8	≤ 1.6
	IT7	轴	≤ 0.8	≤ 1.6
		孔	≤ 0.8	≤ 1.6
	IT8	轴	≤ 0.8	≤ 1.6
		孔	≤ 1.6	≤ 3.2

(续)

应 用 场 合		$R_a/\mu\text{m}$						
过盈配合的配合表面 (1) 用压力机装配 (2) 用热孔法装配	公差等级	表面	基 本 尺 寸 /mm					
			≤ 50	$> 50 \sim 120$	$> 120 \sim 500$			
	IT5	轴	≤ 0.2	≤ 0.4	≤ 0.4			
		孔	≤ 0.4	≤ 0.8	≤ 0.8			
	IT6	轴	≤ 0.4	≤ 0.8	≤ 1.6			
	IT7	孔	≤ 0.8	≤ 1.6	≤ 1.6			
	IT8	轴	≤ 0.8	≤ 1.6	≤ 3.2			
		孔	≤ 1.6	≤ 3.2	≤ 3.2			
	IT9	轴	≤ 1.6	≤ 1.6	≤ 1.6			
		孔	≤ 3.2	≤ 3.2	≤ 3.2			
滑动轴承的配合表面	IT6~IT9	轴	≤ 0.8					
		孔	≤ 1.6					
	IT10~IT12	轴	≤ 3.2					
		孔	≤ 3.2					
精密定心零件的配合表面	公差等级	表面	径 向 跳 动 $/\mu\text{m}$					
			2.5	4	6	10	16	25
	IT5~IT8	轴	≤ 0.05	≤ 0.1	≤ 0.1	≤ 0.2	≤ 0.4	≤ 0.8
		孔	≤ 0.1	≤ 0.2	≤ 0.2	≤ 0.4	≤ 0.8	≤ 1.6

附表 3-7 表面粗糙度的表面特征、经济加工方法及应用举例

表面微观特性		$R_a/\mu\text{m}$	$R_z/\mu\text{m}$	加工方法	应用举例
粗糙表面	微见刀痕迹	≤ 20	≤ 80	粗车、粗刨、粗铣、钻、毛锉、锯断	半成品粗加工过的表面，非配合的加工表面，如轴端面、倒角、钻孔、齿轮和带轮侧面、键槽底面、垫圈接触面
	微见加工痕迹	≤ 10	≤ 40	车、刨、铣、镗、钻、粗铰	轴上不安装轴承、齿轮处的非配合表面，紧固件的自由装配表面，轴和孔的退刀槽
	微见加工痕迹	≤ 5	≤ 20	车、刨、铣、镗、磨、拉、粗刮、滚压	半精加工表面，箱体、支架、盖面、套筒等和其他零件结合而无配合要求的表面，需要发蓝的表面等
半光表面	看不清加工痕迹	≤ 2.5	≤ 10	车、刨、铣、镗、磨、拉、刮、压、铣齿	接近于精加工表面，箱体上安装轴承的镗孔表面，齿轮的工作面
	可辨加工痕迹方向	≤ 1.25	≤ 6.3	车、镗、磨、拉、刮、精铰、磨齿、滚压	圆柱销、圆锥销，与滚动轴承配合的表面，卧式车床导轨面，内、外花键定心表面
	微辨加工痕迹方向	≤ 0.63	≤ 3.2	精铰、精镗、磨、刮、滚压	要求配合性质稳定的配合表面，工作时受交变应力的重要零件，较高精度车床的导轨面
	不可辨加工痕迹方向	≤ 0.32	≤ 1.6	精磨、珩磨、研磨、超精加工	精密机床主轴锥孔、顶尖圆锥面，发动机曲轴、凸轮轴工作表面，高精度齿轮齿面
光表面					

(续)

表面微观特性		$R_a/\mu\text{m}$	$R_z/\mu\text{m}$	加工方法	应用举例
极 光 表 面	暗光泽面	≤ 0.16	≤ 0.8	精磨、研磨、普通抛光	精密机床主轴轴颈表面, 一般量规工作表面, 气缸套内表面, 活塞销表面
	亮光泽面	≤ 0.08	≤ 0.4	超精磨、精抛光、镜面磨削	精密机床主轴轴颈表面, 滚动轴承的钢球, 高压液压泵中柱塞和柱塞配合的表面
	镜状光泽面	≤ 0.04	≤ 0.2		
	镜面	≤ 0.01	≤ 0.05	镜面磨削、超精研	高精度量仪、量块的工作表面, 光学仪器中的金属镜面

第四章 精度设计基础——尺寸链

在机器的设计、制造和装配过程中，零件的设计尺寸与工序尺寸之间、各零件与部件或整机之间的精度往往有内在的联系，并相互影响。精度设计基础就是通过对这种内在联系进行全面分析，经济、合理地确定各相关尺寸及零件的精度要求，从而保证产品质量。

第一节 尺寸链的基本知识

一、尺寸链的定义

尺寸链是指机器装配或零件加工过程中，由相互连接的尺寸所形成的封闭尺寸组。如图4-1所示的键与键槽的装配，间隙 A_0 与键槽尺寸 A_1 和键的尺寸 A_2 形成图中所示的尺寸链。对图4-2所示的轴套，加工该零件时，轴向尺寸 A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_0 构成图中所示的尺寸链，其中 A_1 、 A_2 和 A_3 是加工时直接保证的，而 A_0 是加工后间接获得的，即 A_1 、 A_2 、 A_3 各尺寸的大小决定了 A_0 尺寸的大小。在图样上不注出 A_0 这个封闭尺寸。

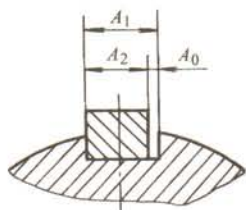


图 4-1 装配尺寸链

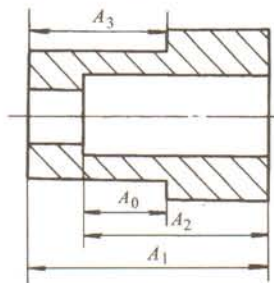


图 4-2 零件尺寸链

二、尺寸链的构成及特性

1. 尺寸链的构成

(1) 环 列入尺寸链中的每一个尺寸（角度）均称为环。如图4-1中的 A_0 、 A_1 、 A_2 。

(2) 封闭环 尺寸链中，在装配或加工过程最后形成的一环称为封闭环。如图4-1中，键与键槽的间隙 A_0 是装配后自然形成的一环；图4-2中的 A_0 是加工后间接获得的尺寸，两者均符合定义，皆为封闭环。图样上封闭环通常是不标注的。在装配图上，有时可用技术要求的形式提出；在零件图上，常是不标注尺寸数值的那个环。需要指出的是，一个尺寸链中仅有一个封闭环。

(3) 组成环 尺寸链中除封闭环以外的所有各环，均称为组成环。这些环中，任一环的变动必然引起封闭环的变动，或使封闭环增大，或使封闭环减小。根据它们对封闭环影响的不同，组成环又分为增环和减环。

1) 增环 与封闭环同向变动的组成环称为增环, 即当该组成环增大(或减小)而其他组成环不变时, 封闭环也随之增大(或减小)。如图 4-1 中的组成环 A_1 和图 4-2 中的 A_2 及 A_3 则均为增环。

2) 减环 与封闭环逆向变动的组成环称为减环, 即当该组成环增大(或减小)而其他组成环保持不变时, 封闭环却随之减小(或增大)。如图 4-1 中的组成环 A_2 和图 4-2 中的 A_1 则均为减环。

增环和减环对封闭环的影响截然不同, 因此, 在进行尺寸链计算时, 必须认真加以判别。

2. 尺寸链的特性

根据尺寸链的定义和构成方法, 可以将尺寸链的特性归纳如下:

- 1) 尺寸链必须是由一系列相互连接的尺寸组成的封闭图形。
- 2) 一个尺寸链的环数至少要有三个, 两个尺寸不能构成尺寸链。
- 3) 一个尺寸链只有一个且必须有一个封闭环。
- 4) 尺寸链中封闭环与组成环彼此关联, 互相制约, 其中任何一方的变化必然引起另一方发生变化。

5) 一个尺寸链内可以没有减环, 只有增环(如长度尺寸链); 也可以没有增环, 只有减环(如内封闭角度尺寸链)。

三、尺寸链的分类

按不同的特征可以把尺寸链分为若干种类。

1. 按尺寸链的形成方法分类

(1) 装配尺寸链 是由若干个零件(或部件)相互连接的尺寸所形成的尺寸链, 而封闭环通常为装配精度, 如图 4-1 所示, A_1 、 A_2 分别是键和轴键槽两个零件上的尺寸, 因此, A_1 、 A_2 和 A_0 就是一个装配尺寸链。利用装配尺寸链, 可以表示出零、部件在产品中的尺寸或位置关系。

(2) 零件尺寸链 是指由零件图上给定的若干个相互连接的设计尺寸所形成的尺寸链。

(3) 工艺尺寸链 是指由同一个零件的若干个相互连接的工艺尺寸所形成的尺寸链。

装配尺寸链与零件尺寸链和工艺尺寸链, 除在构成方法上有所不同外, 在功能上也是完全不同的。装配尺寸链的所有组成环均为各零件的相连接尺寸, 而封闭环则是产品的技术规范要求或装配要求, 因此封闭环是直接体现产品几何精度的最重要的一环。零件尺寸链和工艺尺寸链与装配尺寸链恰恰相反, 它往往是把最次要的一环作为封闭环。

2. 按尺寸链各环在空间的分布状态分类

(1) 直线尺寸链 是指各环分布在相互平行的直线上的尺寸链, 如图 4-1 和图 4-2 所示。这种尺寸链是最基本的尺寸链, 它的特点是: 各组成环的变动量会 1:1 地加到封闭环上去。

(2) 平面尺寸链 是指各环虽然分布在同一个或几个相互平行的平面内, 但方向却不完全相同的尺寸链, 如图 4-3 所示。

(3) 空间尺寸链 是指各环分布在不相平行的平面内的尺寸链。

通常在计算平面尺寸链时,是将组成环投影在封闭环的方向上,从而转化为直线尺寸链。空间尺寸链一般则要求在特定的方向上求解。本教材只介绍直线尺寸链。

3. 按尺寸链各环的几何特征分类

(1) 长度尺寸链 是指由长度尺寸环构成的尺寸链,图 4-1 至图 4-3 均为长度尺寸链。

(2) 角度尺寸链 是指由角度尺寸环构成的尺寸链,如图 4-4 所示。

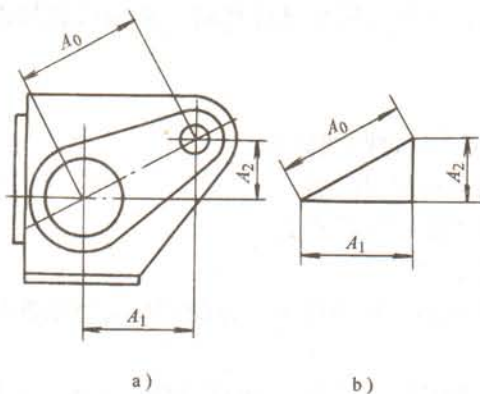


图 4-3 箱体的平面尺寸链

a) 箱体 b) 尺寸链

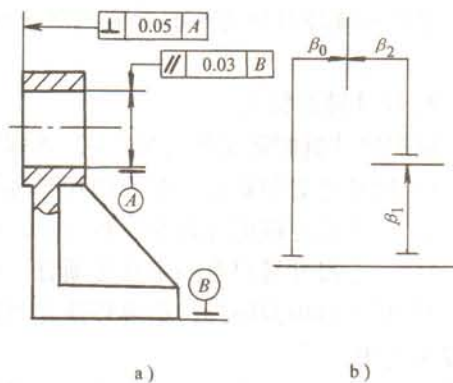


图 4-4 以长度值表示的角度尺寸链

a) 零件图 b) 尺寸链


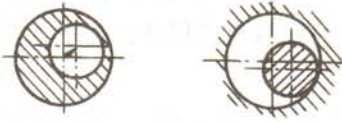


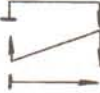
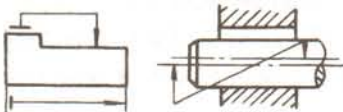






四、尺寸链的代号与符号

为了表示尺寸链各环的关系,可用尺寸线和尺寸界线组成互相连接的封闭图形,即尺寸链图,如图 4-1 和图 4-2 所示。尺寸链的代号常用大写拉丁字母或希腊字母表示。长度尺寸链常用 A、B、C、…等字母表示;角度尺寸链用 α 、 β 、 γ 、…等字母表示。应当注意,同一个尺寸链中的各环只能用同一个大写拉丁字母或希腊字母表示,为了区分各环的顺序,可在字母右下方加注角码,如图 4-2 中的 A_0 、 A_1 、 A_2 、 A_3 。封闭环下标加“0”,如 A_0 。为区别长度尺寸链和角度尺寸链各环的表示方法,国标规定了尺寸链各环的符号,见表 4-1。

表 4-1 尺寸链中环的特征符号及图例 (GB/T 5847—1986)

环 的 特 征		符 号	图 例	
长 度 环	距 离			
	偏 移			

(续)

环 的 特 征		符 号	图 例
长 度 环	偏 心		
	矢 径		
角 度 环	平 行		
	垂 直		
	倾 斜		
	角 度		

第二节 尺寸链的建立

正确建立尺寸链是利用尺寸链进行精度设计的关键。

一、建立尺寸链的方法和步骤

1. 确定封闭环

确定封闭环是建立尺寸链的第一步。根据封闭环的定义，应查明装配或加工完成以后所形成的尺寸即为封闭环。它是由其他尺寸派生出来的，通过其他尺寸而间接得到的尺寸。

2. 查找组成环

封闭环确定后，要建立尺寸链就必须找出全部组成环。所谓“全部”意味着既不能遗漏应列入该链的任一组成环，也不能多余地把任一不相关的尺寸当作组成环。因为，既定的机械结构与其某项装配精度（即封闭环）有关的组成环是一定的；同样，既定的工艺方法与其某个派生尺寸（即封闭环）有关的组成环也是一定的。所以，以某一尺寸为封闭环的尺寸

链, 参与其组成的各尺寸是一定的, 即各组成环都是惟一的。

查找组成环时应注意的要点如下:

1) 与封闭环不同, 组成环必定是属于一个零件上的某个尺寸。对于装配尺寸链, 组成环是零件成品已具有的尺寸; 对于工艺尺寸链, 组成环是本工序或上工序加工中直接得到的尺寸。

2) 尺寸链中的各组成环之间必须首尾相衔接。在装配尺寸链中, 前一组成环零件的尾端表面, 必与后一组成环零件的首端表面相贴接; 在工艺尺寸链中, 前一组成环尺寸的尾端表面, 必是后一组成环尺寸的首端表面。所以应从某一尺寸或某两零件相贴接处开始, 逐步寻找各尺寸的关系。

3. 画尺寸链图

当尺寸链的环数较多, 且它们之间的关系错综复杂时, 应当选好画尺寸链的起点。对于装配尺寸链, 一般是以装配基面为起点; 对于零件尺寸链, 一般是以轴线、中心线、中心平面或非对称形零件的某个基准面为起点。因为这些要素是固定的, 由此可简化尺寸之间的连接关系。最后将各尺寸依次用尺寸线首尾衔接, 形成封闭系统, 即可画出尺寸链图。

画尺寸链图时应注意的要点:

(1) 遵守“最短尺寸链原则” 所谓最短尺寸链, 是指尺寸链中包含的环数最少。

(2) 对称形的零件一般取半 图 4-5a 所示为一对称形零件。画尺寸链时, 以轴线为界, 从圆心开始, 内、外圆取半径构成尺寸链, 如图 4-5b 所示。

(3) 形位公差应作为一环在尺寸链中画出 对于同轴度、对称度和位置度等, 其特点是基本尺寸为零、公差带对称分布。在尺寸链计算过程中, 它们的尺寸应表示

为 $0 \pm \frac{t}{2}$, 并可以任意地把它们列入增环或

减环而不影响计算结果, 见图 4-5b 所示。

对于其他形位公差, 在尺寸链计算过程中, 它们的尺寸应表示为 0^{+t}_0 。

4. 判别组成环的性质

可用下述方法从一系列组成环中分辨出增环和减环。

(1) 按增环和减环的定义确定 根据其定义, 对组成环逐个分析其尺寸的增减对封闭环尺寸的影响, 以判别其为增环还是减环。此法比较麻烦, 在环数较多、链的结构较复杂时, 容易出现差错, 通常用于简单的尺寸链, 但这是最基本的方法。

(2) 按箭头方向确定 从封闭环 A_0 的右端起始向其左端方向前进, 沿尺寸链连接的线路巡视一周, 同时按前进方向在各环的字母上方画一个箭头。凡所画箭头方向与封闭环相异者为增环, 相同者为减环 (图 4-6b)。

二、装配尺寸链的建立

机器或部件由零件组装而成, 装配后应达到设计的技术要求, 以保证产品质量。装配的

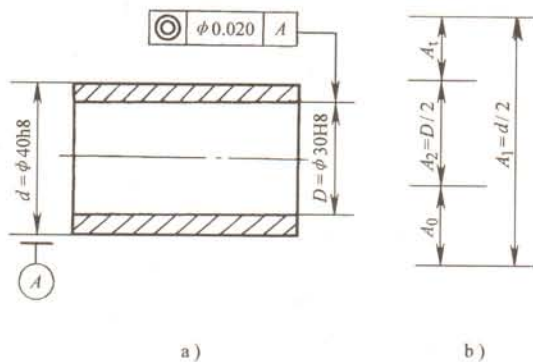


图 4-5 轴套及尺寸链

a) 图样标注 b) 尺寸链

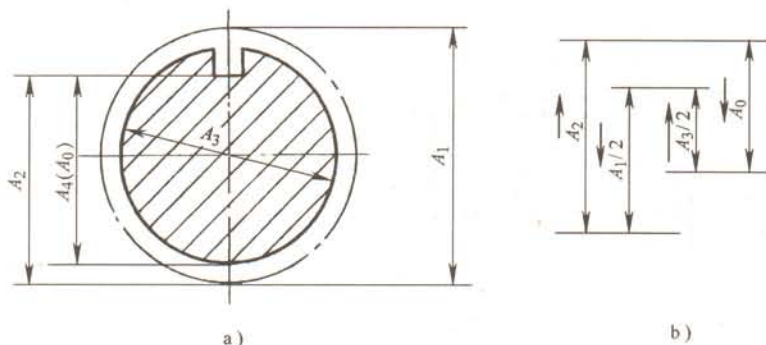


图 4-6 铣键槽的工艺尺寸链

a) 键槽的工艺尺寸 b) 尺寸链

设计要求与各零件的尺寸有关, 应找出对装配要求有直接影响的尺寸, 通过计算确定各零件合理经济的公差。机器的尺寸联系复杂, 要正确地进行设计, 首先要建立装配尺寸链。

1. 确定封闭环

根据定义, 装配尺寸链中的封闭环, 应是在装配后自然形成的一环。通常产品的技术规范或机器上装配精度要求 (常以极限尺寸或偏差的形式表示) 的尺寸即为封闭环。

2. 查找组成环

在确定了封闭环以后, 以封闭环的一端为起点, 依次找出对封闭环有影响的各个尺寸, 最后的一个尺寸应与封闭环的另一端连接, 从而构成一个闭合的尺寸链。

3. 画尺寸链图

将各尺寸依次首尾衔接, 即可画出尺寸链图。

装配尺寸链的建立原理上是简单的, 但装配关系复杂时, 组成环往往较多, 有时会构成多个互相有关的尺寸链, 这时就必须认真分析各零件的相互关系, 使组成环既不能重复, 也不能遗漏。设计时, 应尽量避免环数多、关系复杂的尺寸链, 即应遵守“最短尺寸链原则”, 使组成环环数越少越好, 以符合经济性要求。

【例 4-1】 图 4-7a 为车床进给箱齿轮机构装配图的一部分, 要保证齿轮在轴上回转, 齿轮与右端挡圈之间应该有适当的轴向间隙。试确定封闭环, 找出对该间隙直接影响的全部尺寸, 并画出尺寸链图, 判别组成环的性质。

解 (1) 首先确定封闭环 如前所述, 封闭环是装配精度要求的尺寸。题中要求齿轮与右端挡圈之间应有一定的轴向间隙, 因此保证齿轮在轴上回转的轴向间隙 A_0 即为封闭环。

(2) 找出对该间隙直接影响的全部尺寸——查找组成环 从间隙 A_0 的右端开始, 对该间隙有影响的尺寸依次是轴的两台肩之间的尺寸 A_1 、轴套宽度尺寸 A_2 、齿轮轮毂宽度尺寸 A_3 , 至间隙左端, 形成封闭的系统。

(3) 画出尺寸链图 按上述方法, 依次用尺寸线将各环首尾相衔接, 形成如图 4-7b 所示的尺寸链图。

(4) 判别组成环的性质 根据增环和减环的定义, 可判别 A_1 为增环, A_2 、 A_3 为减环。

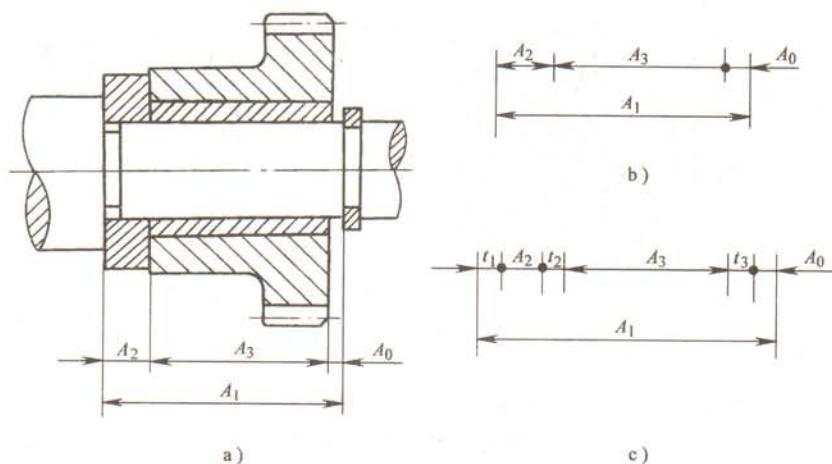


图 4-7 齿轮机构装配图及尺寸链

a) 齿轮机构 b) 尺寸链图之一 c) 尺寸链图之二

三、工艺尺寸链的建立

建立工艺尺寸链必须联系加工工艺过程及具体加工方法来确定封闭环和组成环。工艺尺寸链的封闭环是加工过程中间接得到的尺寸，而组成环是加工中直接保证的尺寸。

【例 4-2】图 4-6a 所示为轴的剖面图。在轴上铣一键槽，其加工顺序为：首先按工序尺寸 $A_1 = \phi 45.4_{-0.1}^0 \text{mm}$ 车外圆；再按工序尺寸 A_2 铣键槽、淬硬；然后按图样标注尺寸 $A_3 = \phi 45_{+0.002}^{+0.018} \text{mm}$ 磨外圆。磨外圆后要求键槽深度符合图样标注尺寸 $A_4 = \phi 39.5_{-0.2}^0 \text{mm}$ 的规定。试确定封闭环，并画出尺寸链图，判别组成环的性质。

解 (1) 首先确定封闭环 从加工顺序来看， A_4 是零件加工完毕以后自然形成的一环，所以 A_4 即为封闭环 A_0 。

(2) 查找组成环 工序尺寸 A_1 、 A_2 及设计尺寸 A_3 都是在加工中直接保证的尺寸，只要 A_1 、 A_2 和 A_3 按规定的尺寸要求去加工， A_4 就能保证满足要求。因而 A_1 、 A_2 及 A_3 是组成环。

(3) 画出尺寸链图 该尺寸链图可以从键槽底部（封闭环的上端内侧）向下开始，用尺寸线画出尺寸 A_2 。为便于通过轴线建立尺寸 A_1 和 A_3 间的联系，直径尺寸改为半径尺寸，即向上画出尺寸 $A_1/2 = 22.7_{-0.05}^0 \text{mm}$ 至圆心、再由圆心向下画出尺寸 $A_3/2 = 22.5_{+0.001}^{+0.009} \text{mm}$ 至封闭环下端，最后画出如图 4-6b 所示的尺寸链。

(4) 判别组成环的性质 由增环和减环的定义，可判别 A_2 和 $A_3/2$ 为增环， $A_1/2$ 为减环。

四、尺寸公差与形位公差综合的尺寸链

前述两类尺寸链的建立仅仅考虑了各尺寸之间的相互关系。事实上，形位误差对机器和零件的精度也有很大的影响。因此在建立尺寸链时，应根据设计要求和具体情况，将形位公差考虑在尺寸链内。

1. 尺寸公差与形位公差的关系为包容要求

如果设计中，给出的尺寸公差与形位公差的关系为包容要求时，形位误差是由尺寸公差

予以控制的,若组成环中列入了该尺寸,就不能再将形位公差视为一环列入尺寸链中,否则产生重复。

在图 4-8a 中,装配间隙 X_0 是自然形成的,应为封闭环。对 X_0 有影响的组成环是轴和孔的尺寸 d 、 D ,以及轴、孔的直线度误差。若轴、孔的尺寸都采用包容要求,则其直线度形状误差由轴、孔的尺寸公差控制,就不必考虑直线度误差的影响,尺寸链为图 4-8b。

2. 尺寸公差与形位公差的关系为独立原则

如果设计中,给出的尺寸公差与形位公差的关系为独立原则时,则应该根据具体情况,将形位公差视为一环列入尺寸链中。

(1) 列入形状公差环的尺寸链 在图 4-8a 中,若采用独立原则标注,则其直线度形状误差不能由轴、孔的尺寸公差控制,就应将轴、孔的直线度公差 t_1 和 t_2 视为组成环列入尺寸链中(图 4-8c)。若轴、孔的直线度误差增大,则由它们的体外作用尺寸形成的间隙 X_0 (封闭环)必将减小,故 t_1 和 t_2 均为减环。

(2) 列入定向公差环的尺寸链 在角度尺寸链中,封闭环和组成环均为定向公差(图 4-4)。建立这类尺寸链时,应注意分析每一角度尺寸对封闭环的影响,不能有重复和遗漏。需要指出,端面圆跳动公差除用来控制被测端面的平面度误差外,还可用来控制端面对轴线的垂直度误差,故在尺寸链计算中把它视为定向公差。以图 4-7a 所示的齿轮机构为例,若各零件的轴向尺寸与定向公差按独立原则给出(图 4-9 至图 4-11),影响间隙 A_0 的组成环除 A_1 、 A_2 和 A_3 以外,还有大台肩面对轴线的端面圆跳动公差 t_1 (小台肩端面圆跳动不影响封闭环的大小)、轴套两端面的平行度公差 t_2 和齿轮两端面对内孔轴线的端面圆跳动公差 t_3 (并非两个端面圆跳动同时影响封闭环的大小,取公差值较大的一端面)。其尺寸链见图 4-7c 所示。定向公差对封闭环的影响也相当于减环,应按 0^{+}_{-} 列入尺寸链。

(3) 列入定位公差环的尺寸链 定位公差带(如同轴度、对称度等)相对其理想位置对称分布,因此按 $0 \pm \frac{t}{2}$ 列入尺寸链。

需要指出,径向全跳动公差主要用于控制偏心,当排除了零件形状误差后,径向全跳动公差即可视为同轴度公差,因此在尺寸链计算中可按定位公差处理。

确定各组成环时,也可以都按包容要求,只分析尺寸对封闭

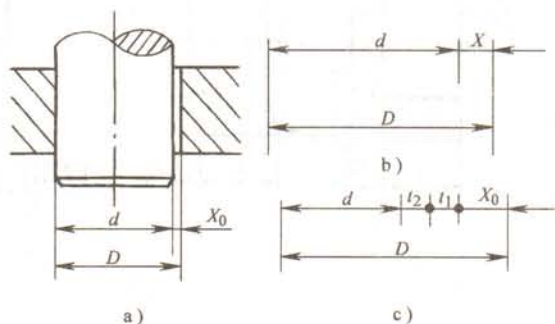


图 4-8 轴孔配合及尺寸链

a) 孔、轴配合 b) 尺寸链图之一 c) 尺寸链图之二

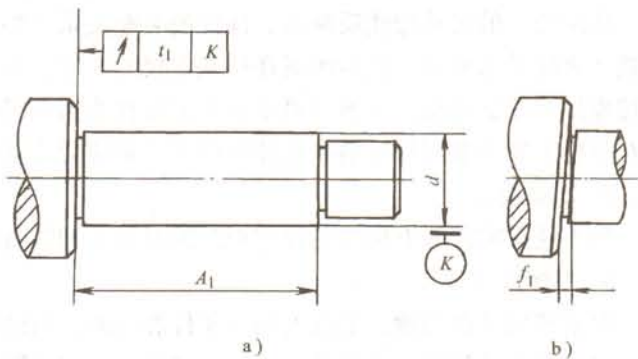


图 4-9 轴

a) 图样标注 b) 实际零件

环的影响, 形位误差不作为尺寸链的组成环。

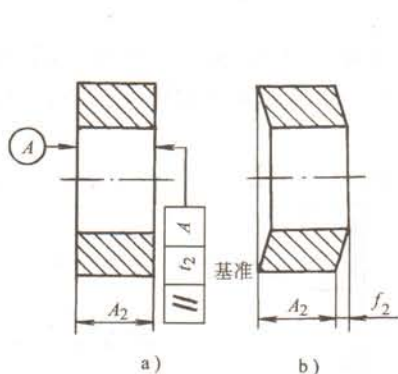


图 4-10 轴套
a) 按独立原则标注 b) 实际零件

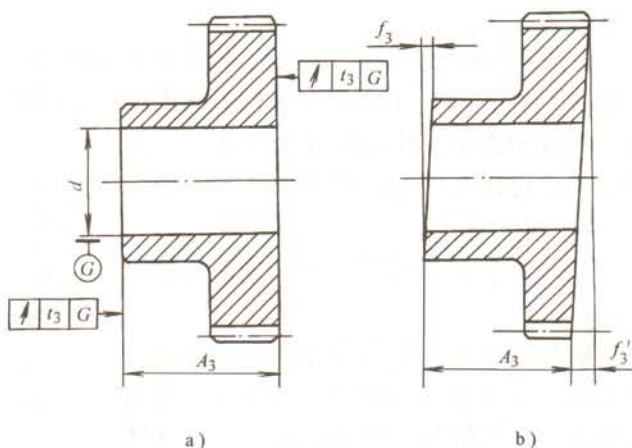


图 4-11 齿轮
a) 图样标注 b) 实际零件

第三节 尺寸链的计算

一、尺寸链计算要解决的问题

在机械设计制造中, 通过尺寸链的计算和分析, 可以解决以下几个问题。

1. 合理地分配公差

按封闭环的公差或极限偏差, 合理地分配各组成环的公差与极限偏差。

2. 分析结构设计的合理性

在机器、机构或部件设计中, 通过对各种方案的装配尺寸链的分析比较, 可确定较合理的结构。

3. 检校图样

检查、校核零件图上尺寸、公差与极限偏差是否正确合理, 可按装配尺寸链分析计算。

4. 合理地标注尺寸

装配图上的尺寸标注反映零、部件的装配关系及要求, 应按装配尺寸链分析标注封闭环公差 (装配技术要求) 及各组成环的基本尺寸。零件图上的尺寸标注反映零件的加工要求, 应按零件尺寸链分析, 一般选最不重要的环作为封闭环, 不需注出其基本尺寸与极限偏差。而对零件上属于装配尺寸链组成环的尺寸, 则应规定基本尺寸与极限偏差。

5. 基面换算

当不便按零件图上标注的尺寸极限偏差加工和测量时, 应按零件尺寸链进行基面换算。

6. 工序尺寸计算

以上解尺寸链问题, 根据不同的条件和目的, 归结起来有下述三种情况:

(1) 正计算问题 已知各组成环的基本尺寸和极限偏差, 求解封闭环的基本尺寸和极限偏差。主要用于校核零件或装配部件相关尺寸所规定的公差是否合理, 能否满足设计要求。

(2) 反计算问题 已知封闭环的极限偏差和所有环 (包括封闭环) 的基本尺寸, 求解各

组成环的公差和极限偏差。主要用于新产品设计,为了保证产品的技术规范要求,必须合理地分配构成尺寸链的相关零件的尺寸公差。这种计算多用于装配尺寸链,因为该尺寸链的封闭环往往是技术规范所要求的装配精度,它是确定各相关尺寸精度的设计基础。零件尺寸链的封闭环往往是最次要的一环,不是确定各相关尺寸精度的依据,相反,只有当根据零件的功能要求决定了各组成环的公差后,才能确定封闭环的公差大小,所以反计算通常不用于零件尺寸链。

(3) 中间计算问题 已知封闭环和除某一组成环的所有组成环的基本尺寸与极限偏差,求解该未知组成环的基本尺寸与极限偏差。主要用于工艺设计或零件尺寸的基面换算中,解算零件在加工过程中某个工序尺寸。

二、尺寸链的计算方法

根据对产品互换程度要求的不同,尺寸链的计算方法有以下几种。

1. 极值法

用极值法解尺寸链,就是以各环的极限尺寸为依据来计算尺寸链,不考虑实际尺寸的分布规律,计算结果可以 100% 地满足互换性要求。

(1) 基本尺寸计算公式

封闭环的基本尺寸 A_0 为各组成环的基本尺寸 A_i 与各自传递系数 ξ_i 之积的代数和,即

$$A_0 = \sum_{i=1}^m \xi_i A_i \quad (4-1)$$

式中, m 为组成环的环数, $\xi_i = \frac{\partial f}{\partial A_i}$ (因封闭环是组成环的函数,即 $A_0 = f(A_1, A_2, \dots, A_m)$)。

对于直线尺寸链,增环传递系数 $\xi = +1$,减环传递系数 $\xi = -1$,设 m 个组成环中有 n 个增环,则有

$$A_0 = \sum_{z=1}^n A_{z\max} - \sum_{j=n+1}^m A_j \quad (4-2)$$

其含义为封闭环的基本尺寸 A_0 ,等于各增环基本尺寸 A_z 之和减去各减环基本尺寸 A_j 之和。

(2) 极限尺寸计算公式

$$\left. \begin{aligned} A_{0\max} &= \sum_{z=1}^n A_{z\max} - \sum_{j=n+1}^m A_{j\min} \\ A_{0\min} &= \sum_{z=1}^n A_{z\min} - \sum_{j=n+1}^m A_{j\max} \end{aligned} \right\} \quad (4-3)$$

其含义为:封闭环的最大极限尺寸 $A_{0\max}$ 等于各增环最大极限尺寸 $A_{z\max}$ 之和减去各减环最小极限尺寸 $A_{j\min}$ 之和;封闭环的最小极限尺寸 $A_{0\min}$ 等于各增环最小极限尺寸 $A_{z\min}$ 之和减去各减环最大极限尺寸 $A_{j\max}$ 之和。

(3) 极限偏差的计算公式

$$\left. \begin{aligned} ES_0 &= \sum_{z=1}^n ES_z - \sum_{j=n+1}^m EI_j \\ EI_0 &= \sum_{z=1}^n EI_z - \sum_{j=n+1}^m ES_j \end{aligned} \right\} \quad (4-4)$$

其含义为封闭环的上偏差 ES_0 ，等于各增环上偏差 ES_i 之和减去各减环下偏差 EI_j 之和；封闭环的下偏差 EI_0 等于各增环下偏差 EI_i 之和减去各减环上偏差 ES_j 之和。

(4) 公差的计算公式

$$T_0 = \sum_{i=1}^m |\xi_i| T_i \quad (4-5)$$

对于直线尺寸链， $|\xi_i| = 1$ ，则有

$$T_0 = \sum_{i=1}^m T_i \quad (4-6)$$

其含义为封闭环的公差 T_0 ，等于各组成环公差 T_i 之和。

需要指出的是，当封闭环的公差一定时，组成环的环数越多，则要求各组成环的公差越小，使加工困难，制造成本提高。为了使各组成环的公差大些，应使组成环的环数尽可能少些。从这一科学观点来看，在满足使用要求的前提下，机器、机构或零件都应该是越简单越好。任何不切实际地把机构设计得极为复杂的做法都是违反科学的，设计中必须遵循“最短尺寸链原则”。这反映了设计与制造两方面的协调一致。

由于封闭环的公差大于任何一个组成环的公差，所以其精度最低。因而在零件尺寸链中，应该选择最不重要的尺寸作为封闭环。但在装配尺寸链中，由于封闭环是装配后的技术规范要求，往往体现机器或部件的精度，一般无选择余地。

为保证经济地满足使用要求，应尽可能使设计基准与工艺基准和测量基准相统一，避免因基准变换而提高对组成环加工精度的要求。

用极值法解尺寸链的优点是计算简便、可靠。其缺点是封闭环的公差累积过大，不适于环数较多的尺寸链。当环数较多或批量生产时，可采用统计法解尺寸链。

2. 统计法

用极值法解尺寸链的实质是保证完全互换，并不考虑零件实际尺寸的分布规律。在一个装配尺寸链中，即使每一个零件的实际尺寸都等于极限尺寸，装配后也能满足装配精度要求。然而，由式 (4-6) 可知，当装配精度要求较高（封闭环公差很小）时，各组成环的公差势必很小才能保证封闭环所体现的技术要求，这样会导致零件加工困难，尤其当组成环的环数较多时更是如此。

采用统计法解尺寸链能够比较合理地解决这一问题。统计法解尺寸链的实质，是按零件在加工中实际尺寸的分布规律，把封闭环的公差分配给各组成环。实践已经证明，在大批量生产时，大多数零件的实际尺寸分布在公差带的中央区域，极少数的实际尺寸接近或等于极限尺寸。在一个机构中，恰好各零件的尺寸都处于极限状态的概率更是微乎其微。从这种实际情况出发，在封闭环的公差相同的条件下，采用统计法解尺寸链就可加大各组成环的公差，以利零件的加工，降低生产成本。

零件的实际尺寸按正态分布的情况比较普遍，当然，有时也不排除按非正态分布，如均匀分布、三角分布、瑞利分布和偏态分布等。下面以正态分布为例建立有关的计算公式。

(1) 基本尺寸计算公式 封闭环与组成环的基本尺寸关系仍按式 (4-1) 或式 (4-2) 计算。

(2) 公差计算公式 一般情况下，各组成环的尺寸获得无相互联系，是各自独立的随机变量。若它们都按正态分布，取置信概率为 99.73%（即保证 99.73% 零件的互换），则封闭

环的尺寸也按正态分布，即封闭环的公差等于各组成环公差的平方和的平方根：

$$T_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} \quad (4-7)$$

但有时各组成环的分布不是正态分布，封闭环的公差应按下式计算：

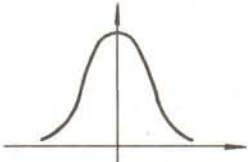
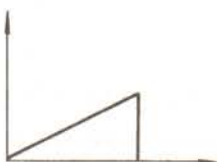
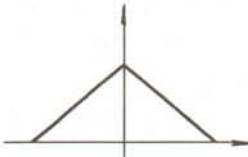


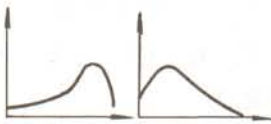
$$T_0 = \frac{1}{k_0} \sqrt{\sum_{i=1}^m k_i^2 T_i^2} \quad (4-8)$$

式中 k_0 ——封闭环的相对分布系数；

k_i ——各组成环的相对分布系数。

相对分布系数是表征实际尺寸分散性的特征参数，其大小取决于实际尺寸的分布规律，常见分布曲线的相对分布系数 k 值列于表 4-2。

表 4-2 常见分布曲线的相对分布系数 k 值

分布曲线		k	分布曲线		k
正态分布		1	直角分布		1.41
三角分布		1.22	瑞利分布		1.14
均匀分布		1.73	偏态分布		1.17

封闭环的分布特性取决于各组成环的分布特性，各组成环按正态分布时，封闭环也按正态分布。当各组成环分别按不同的形式分布时，只要环数 $m \geq 5$ ，且各组成环的分布范围又相差不大时，封闭环趋向正态分布。对于这两种情况，封闭环的相对分布系数 $k_0 = 1$ 。当组成环的环数 $m < 5$ ，且又不按正态分布时，封闭环的分布为介于三角分布和均匀分布之间的某种分布，可取 $k_0 = 1.22 \sim 1.73$ 。

各组成环的相对分布系数 k_i 取决于各环自身的分布规律。大批量生产常采用调整法加工，若工艺状态比较稳定，则零件的实际尺寸一般为正态分布。但实际生产中，由于设备精度、夹具刚性、检测和加工方法等因素的影响，使获得的尺寸分布为非正态分布。如单件小批生产采用试切法加工（用万能量具检测）时，轴的实际尺寸多数接近最大极限尺寸，而孔的实际尺寸多数接近最小极限尺寸，尺寸呈偏态分布。又如在无心磨床上磨削轴时，砂轮磨

损后没有自动补偿,工件的实际尺寸形成平顶分布,忽略其他因素的影响,轴的尺寸分布则为均匀分布。所以,必须了解各零件的加工方法和工艺条件,才能比较合理地确定各组成环的相对分布系数 k_i 。

(3) 中间偏差计算公式

$$\left. \begin{aligned} \Delta_i &= (ES_i + EI_i)/2 \\ \Delta_0 &= \sum_{z=1}^n \Delta_z - \sum_{j=n+1}^m \Delta_j \end{aligned} \right\} \quad (4-9)$$

其含义为:任一组成环的中间偏差 Δ_i 等于其上、下偏差的平均值;封闭环的中间偏差 Δ_0 等于所有增环的中间偏差 Δ_z 之和减去所有减环的中间偏差 Δ_j 之和。用于各组成环为对称分布,如正态分布、三角分布等。

(4) 极限偏差计算公式

$$\left. \begin{aligned} ES_0 &= \Delta_0 + \frac{T_0}{2}, EI_0 = \Delta_0 - \frac{T_0}{2} \\ ES_i &= \Delta_i + \frac{T_i}{2}, EI_i = \Delta_i - \frac{T_i}{2} \end{aligned} \right\} \quad (4-10)$$

其含义为:各环的上偏差等于其中间偏差加上该环公差之半;各环的下偏差等于其中间偏差减去该环公差之半。用中间偏差计算封闭环极限偏差的方法,同样适用于极值法。

3. 分组装配法

分组装配法是先利用极值法确定各组成环的公差,然后将它们的公差扩大到经济可行、方便加工的数值。零件完工后按其实际尺寸大小分为若干组(组数应等于公差的扩大倍数),各对应组进行装配,同组零件具有互换性,从而确保装配精度。

利用分组装配法解尺寸链,既可扩大零件的制造公差,又可显著地提高装配精度。其缺点为:生产组织复杂化;检验费用增加;仅组内零件可互换;在一些组内可能有多余零件(存在失配件);分组数受几何形状误差的限制(形状公差应小于分组后每组的尺寸公差,一般取2~4组)。因分组装配法存在上述缺欠,故一般只宜用于成批大量生产的精度高、环数少的尺寸链,如连杆、活塞、活塞销的配合,油泵、油嘴偶件的配合。

4. 修配法

修配法是各组成环的零件先按经济合理的公差进行生产,装配时用修磨、刮研等方法,修去预先选定的某个修配环的多余材料,以减小封闭环上的误差累积,达到理想的装配要求。

修配环的选择应考虑便于装拆且修配面不大,只与本尺寸链的精度有关的零件。

采用修配法解尺寸链,可以降低对组成环的精度要求来保证得到较高的装配精度。其缺点是:修配环使封闭环达到要求后,各组成环却失去互换性;增加了装配的工作量和费用;修配的技术水平要求高;修配时间难以确定,不便组织流水线生产。由此可见,修配法适合于单件小批生产中环数多且装配精度要求高的尺寸链,如机床、精密仪器等行业。

5. 调整法

调整法是将各组成环的零件尺寸按扩大的公差制造,在装配时调整补偿环的尺寸或位置,以达到补偿封闭环误差累积的目的,最终保证装配的技术要求。

调整法所用的补偿环有垫片、镶条、套筒之类的零件,也可以用斜面(锥套)、螺纹等

机构进行连续调整。

用调整法解尺寸链,零件的加工精度要求不必很高。缺点是增加了调整件的数量,对微动调整件需增大机械产品的体积。故其合理的应用范围是:封闭环精度高且产品使用过程中,某些零件的尺寸会发生变化的尺寸链,通过调整补偿环位置或更换补偿环,可恢复机器原有精度。

三、尺寸链的计算示例

利用尺寸链的基本原理,可以解算机械设计、制造工艺过程,以及测量中的有关几何量精度问题。

1. 正计算问题

【例 4-3】 图 4-7 所示的齿轮机构,已知 $A_1 = 50 \pm 0.05\text{mm}$, $A_2 = 15_{-0.25}^{-0.20}\text{mm}$, $A_3 = 35_{-0.1}^0\text{mm}$, 大台肩面对轴线的端面圆跳动公差 $t_1 = 0.03\text{mm}$, 轴套两端面的平行度公差 $t_2 = 0.01\text{mm}$, 齿轮两端面对内孔轴线的端面圆跳动公差为 $t_3 = 0.02\text{mm}$ 。求齿轮装配后与右端挡圈之间的轴向间隙。

解 尺寸链的建立及分析见例 4-1 内容。

(1) 画尺寸链图 如图 4-7c 所示。

(2) 判别组成环的性质 A_1 为增环, t_1 、 A_2 、 t_2 、 A_3 和 t_3 为减环。需将位置公差改为 $t_1 = 0_{-0}^{+0.03}$, $t_2 = 0_{-0}^{+0.01}$, $t_3 = 0_{-0}^{+0.02}$ 。

(3) 代入公式计算 由题意可知,组成环 A_1 、 t_1 、 A_2 、 t_2 、 A_3 和 t_3 为已知参数,封闭环 A_0 为求解参数,于是根据式 (4-2) 和式 (4-4) 求得如下结果:

封闭环的基本尺寸:

$$A_0 = A_1 - t_1 - A_2 - t_2 - A_3 - t_3 = 50 - 0 - 15 - 0 - 35 - 0 = 0$$

封闭环的上、下偏差:

$$\begin{aligned} ES_0 &= ES_1 - EI t_1 - EI_2 - EI t_2 - EI_3 - EI t_3 \\ &= [+0.05 - 0 - (-0.25) - 0 - (-0.1) - 0]\text{mm} = +0.40\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EI_0 &= EI_1 - ES t_1 - ES_2 - ES t_2 - ES_3 - ES t_3 \\ &= [-0.05 - 0.03 - (-0.20) - 0.01 - 0 - 0.02]\text{mm} = +0.09\text{mm} \end{aligned}$$

(4) 验证计算是否有误 验证的目的就是检查由已知条件得到的封闭环公差,是否等于由计算结果得到的封闭环公差。两者相等说明计算无误,否则说明计算有误,需要检查错误的原因,并重新计算。

由已知条件计算的封闭环公差为

$$\begin{aligned} T_0 &= \sum_{i=1}^m T_i = T_1 + t_1 + T_2 + t_2 + T_3 + t_3 \\ &= (0.1 + 0.03 + 0.05 + 0.01 + 0.1 + 0.02)\text{mm} = 0.31\text{mm} \end{aligned}$$

由计算结果得到的封闭环公差为

$$T_0 = |ES_0 - EI_0| = |+0.40 - (+0.09)|\text{mm} = 0.31\text{mm}$$

两种方法得到的封闭环公差相等,所以证明以上计算无误。

将求解的结果以下面形式表示: $A_0 = 0_{+0.09}^{+0.40}\text{mm}$, 即间隙为 $0.09 \sim 0.40\text{mm}$ 。

【例 4-4】 图 4-5a 所示为一轴套,若忽略形状误差不计,试求轴套壁厚的极限偏差。

解 (1) 画尺寸链图 显然, 轴套壁厚是加工最后间接得到的尺寸, 故为封闭环 A_0 ; 由于一个尺寸链中只能且仅有一个封闭环, 而该零件具有对称结构, 因此相应的组成环 A_1 、 A_2 分别取轴、孔尺寸的半值 (偏差和公差值也取半值), 并从圆心画起, 这是为了减少附加成分; 另外, 同轴度公差可作一线性尺寸 A_t 处理。尺寸链图如图 4-5b 所示。

(2) 判别组成环的性质 根据增环和减环的特征, 可知 A_1 为增环, A_2 、 A_t 为减环。其中 $A_t = 0 \pm 0.010\text{mm}$ 。因轴为 $\phi 40\text{h}8\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.039 \end{smallmatrix}\right)$, 孔为 $\phi 30\text{H}8\left(\begin{smallmatrix} +0.033 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$, 则 $A_1 = 20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.0195 \end{smallmatrix}\text{mm}$, $A_2 = 15 \begin{smallmatrix} +0.0165 \\ 0 \end{smallmatrix}\text{mm}$ (轴、孔尺寸取半值)。

(3) 代入公式计算 由式 (4-2)、式 (4-4) 求得如下结果:

封闭环的基本尺寸为

$$A_0 = A_1 - A_2 - A_t = (20 - 15 - 0)\text{mm} = 5\text{mm}$$

封闭环的上、下偏差为

$$\text{ES}_0 = \text{ES}_1 - \text{EI}_2 - \text{EI}_t = [0 - 0 - (-0.010)]\text{mm} = +0.010\text{mm}$$

$$\text{EI}_0 = \text{EI}_1 - \text{ES}_2 - \text{ES}_t = [(-0.0195) - (+0.0165) - (+0.010)]\text{mm} = -0.046\text{mm}$$

(4) 验算 由已知条件按式 (4-6) 计算封闭环公差为

$$T_0 = \sum_{i=1}^m T_i = T_1 + T_2 + T_t = (0.0195 + 0.0165 + 0.020)\text{mm} = 0.056\text{mm}$$

由计算结果得到的封闭环公差为

$$T_0 = |\text{ES}_0 - \text{EI}_0| = | +0.010 - (-0.046) | \text{mm} = 0.056\text{mm}$$

两种方法得到的封闭环公差相等, 所以证明以上计算无误。

将求解的结果以下面形式表示: $A_0 = 5 \begin{smallmatrix} +0.010 \\ -0.046 \end{smallmatrix}\text{mm}$

需指出的是, 同轴度公差 A_t 若作为增环处理, 结果仍不变, 读者可自行计算证明。

2. 反计算问题

反计算问题是指设计中的计算, 它是根据封闭环的精度来设计组成环的精度, 通常按等公差调整法或等公差等级法, 将封闭环的公差分配给各组成环, 并确定组成环的极限偏差。

所谓等公差调整法, 就是先将封闭环的公差平均分配给各组成环, 然后根据各组成环的尺寸大小、工艺特点和功能要求等因素, 适当调整各组成环公差的方法。

所谓等公差等级法, 就是使各组成环的公差等级相同的设计方法, 即各组成环具有相同的公差等级系数 a 。

(1) 对于基本尺寸相差不大的组成环 可按等公差调整法分配。因此对于具有 m 个组成环的线性尺寸链, 任一组成环的公差应按下式计算:

1) 用极值法解尺寸链

$$T_i = \frac{T_0}{m} \quad (4-11)$$

最终各组成环公差须满足下式:

$$\sum_{i=1}^m T_i \leq T_0 \quad (4-12)$$

2) 用统计法解尺寸链

$$T_i = \frac{T_0}{\sqrt{m}} \quad (4-13)$$

最终各组成环公差须满足下式:

$$\sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} \leq T_0 \quad (4-14)$$

(2) 当各组成环尺寸差别较大时 可按等公差等级法分配。由第一章标准公差计算公式, 可推出各组成环的公差等级系数计算公式如下:

1) 用极值法解尺寸链

$$a = \frac{T_0}{\sum_{i=1}^m i_i} \quad (4-15)$$

2) 用统计法解尺寸链

$$a = \frac{T_0}{\sqrt{\sum_{i=1}^m i_i^2}} \quad (4-16)$$

式中 i_i ——各组成环的公差因子。

为便于计算, 表 4-3 列出了 500mm 以内各尺寸段的标准公差因子数值。

表 4-3 各尺寸段的标准公差因子 i 数值

分段尺寸 /mm	1~3	>3 ~6	>6 ~10	>10 ~18	>18 ~30	>30 ~50	>50 ~80	>80 ~120	>120 ~180	>180 ~250	>250 ~315	>315 ~400	>400 ~500
i / μm	0.54	0.73	0.90	1.08	1.31	1.56	1.86	2.17	2.52	2.90	3.2	3.54	3.86

由式 (4-15) 或式 (4-16) 求出公差等级系数后, 即可根据表 1-2 确定各组成环所属的公差等级, 再由表 1-1 查出各组成环的公差, 并进行适当调整, 使之满足式 (4-12) 或式 (4-14)。而且, 为了使尺寸链中各环的极限偏差保持协调, 某一组成环的极限偏差, 用极值法解尺寸链时应由式 (4-4) 来确定; 而用统计法解尺寸链时则由式 (4-9) 和式 (4-10) 来确定, 这个组成环也称为协调环。

至于各组成环公差带的分布, 一般按照“人体原则”确定其极限偏差, 即对于包容尺寸 (内尺寸) 按下偏差为零, 上偏差为正的公差值; 对于被包容尺寸 (外尺寸) 按上偏差为零, 下偏差为负的公差值。

【例 4-5】 图 4-12 所示的曲轴部件中, 要求轴向间隙 L_0 在 0.050~0.250mm 之间, 已知各组成环的基本尺寸为 $L_1 = 43\text{mm}$ 、 $L_2 = L_4 = 2.5\text{mm}$ 、 $L_3 = 38\text{mm}$ 。若不考虑形位公差, 试按等公差调整法确定各尺寸 L_1 、 L_2 、 L_3 和 L_4 的公差和极限偏差。

解 方法一: 极值法解尺寸链

(1) 画尺寸链图 根据题意可知, 所要求的间隙 L_0 应为尺寸链的封闭环, 其公差 $T_0 = (0.250 - 0.050)\text{mm} = 0.200\text{mm}$ 。尺寸链见图 4-12 所

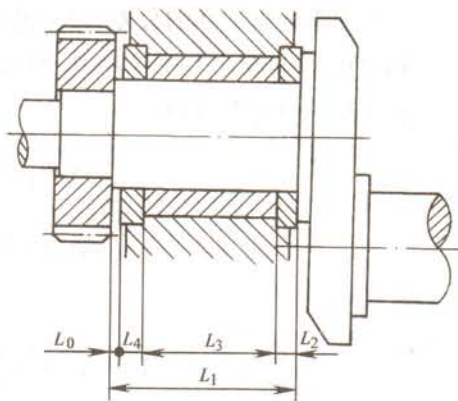


图 4-12 曲轴部件装配尺寸链

示。

(2) 判别组成环的性质 L_1 为增环, L_2 、 L_3 、 L_4 为减环。

(3) 确定各组成环的平均公差 T 由式 (4-11) 可得

$$T = \frac{T_0}{m} = \frac{0.200}{4} \text{mm} = 0.05 \text{mm}$$

(4) 调整各组成环的公差 根据各组成环的基本尺寸大小、加工难易程度和功能要求, 以平均公差为基础。其中 L_3 作为协调环。则各尺寸公差调整为

$T_1 = 0.062 \text{mm}$, $T_2 = T_4 = 0.025 \text{mm}$, 它们相当 IT9 级 (各组成环的公差等级不一定相同)。 T_3 按式 (4-6) 计算得

$$T_3 = T_0 - T_1 - T_2 - T_4 = 0.200 - 0.062 - 0.025 \times 2 = 0.088 \text{mm} \text{ (不必取为标准值)}$$

(5) 确定各组成环的极限偏差 仍以 T_3 为协调环, 按“人体原则”确定其余各尺寸的极限偏差为

$$L_1 = 43^{+0.062}_0 \text{mm}, L_2 = L_4 = 2.5^{0}_{-0.025} \text{mm}$$

按式 (4-4) 计算 L_3 的极限偏差

$$ES_3 - EI_1 - ES_2 - ES_4 - EI_0 = [0 - 0 - 0 - (+0.050)] \text{mm} = -0.050 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} EI_3 = ES_1 - EI_2 - EI_4 - ES_0 &= [+0.062 - (-0.025) - (-0.025) - (+0.25)] \text{mm} \\ &= -0.138 \text{mm} \end{aligned}$$

则有

$$L_3 = 38^{0}_{-0.138} \text{mm}$$

(6) 验算 因 $T_3 = |ES_3 - EI_3| = |-0.050 - (-0.138)| \text{mm} = 0.088 \text{mm}$

且

$$T_3 = T_0 - T_1 - T_2 - T_4 = (0.200 - 0.062 - 0.025 \times 2) \text{mm} = 0.088 \text{mm}$$

两种方法得到的协调环公差相等, 所以证明以上计算无误。

方法二: 统计法解尺寸链

第 (1)、(2) 两步同极值法解尺寸链。

(3) 确定各组成环的平均公差 T 由式 (4-13) 可得

$$T = \frac{T_0}{\sqrt{m}} = \frac{0.200}{\sqrt{4}} \text{mm} = 0.100 \text{mm}$$

(4) 调整各组成环的公差 L_3 仍然作为协调环。则各尺寸公差调整为

$T_1 = 0.160 \text{mm}$, $T_2 = T_4 = 0.060 \text{mm}$, 它们相当 IT11 级。

T_3 按式 (4-7) 计算:

$$\begin{aligned} T_3 &= \sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} = \sqrt{T_0^2 - T_1^2 - T_2^2 - T_4^2} \\ &= \sqrt{0.200^2 - 0.160^2 - 0.060^2 \times 2} \text{mm} \approx 0.084 \text{mm} \end{aligned}$$

并且

$$\begin{aligned} \sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} &= \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2} = \sqrt{0.160^2 + 0.060^2 \times 2 + 0.084^2} \text{mm} \\ &\approx 0.1996 \text{mm} < T_0 = 0.200 \text{mm} \end{aligned}$$

满足式 (4-14) 要求。

(5) 确定各组成环的极限偏差 仍以 T_3 为协调环, 按“入体原则”确定其余各尺寸的极限偏差为

$$L_1 = 43^{+0.160}_0 \text{ mm}, L_2 = L_4 = 2.5^{0}_{-0.060} \text{ mm}$$

按式(4-9)和式(4-10)计算 L_3 的极限偏差:

$$\begin{aligned}\Delta_3 &= \Delta_1 - \Delta_2 - \Delta_4 - \Delta_0 = [+0.080 - (-0.030) - (-0.030) - (+0.10)] \text{ mm} \\ &= +0.040 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\text{则 } ES_3 = \Delta_3 + T_3/2 = (+0.040 + 0.084/2) \text{ mm} = +0.082 \text{ mm}$$

$$EI_3 = \Delta_3 - T_3/2 = (+0.040 - 0.084/2) \text{ mm} = -0.002 \text{ mm}$$

$$\text{所以 } L_3 = 38^{+0.082}_{-0.002} \text{ mm}$$

$$(6) \text{ 验算 } T_3 = |ES_3 - EI_3| = |+0.082 - (-0.002)| \text{ mm} = 0.084 \text{ mm}$$

$$\text{且 } T_3 = \sqrt{T_0^2 - T_1^2 - T_2^2 - T_4^2} = \sqrt{0.200^2 - 0.160^2 - 0.060^2 \times 2} \text{ mm} \approx 0.084 \text{ mm}$$

两种方法得到的协调环公差相等, 所以证明以上计算无误。

比较两种方法的计算结果, 说明当封闭环的公差一定时, 用统计法确定的各组成环公差较极值法有所放大, 便于零件加工, 从而提高了生产的经济性。这对于环数多, 装配精度要求高的尺寸链更具有实用意义。

【例 4-6】 图 4-13 所示为一对开齿轮箱装配图的一部分。该部件是由箱体、箱盖、齿轮轴和衬套组成。装配后保证轴肩与衬套端面间的间隙为 $L_0 = 1^{+0.70}_0 \text{ mm}$, 已知各零件的基本尺寸 $L_1 = 60 \text{ mm}$, $L_2 = 150 \text{ mm}$, $L_3 = L_5 = 12 \text{ mm}$, $L_4 = 189 \text{ mm}$ 。试按等公差等级法确定各尺寸 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 的公差和极限偏差。

解 方法一: 极值法解尺寸链

(1) 画尺寸链图 根据题意可知, 装配间隙 L_0 应为尺寸链的封闭环。尺寸链见图 4-13 所示。

(2) 判别组成环的性质 L_1 、 L_2 为增环, L_3 、 L_4 、 L_5 为减环。

(3) 确定各组成环的公差等级系数 a 查表 4-3 知各组成环的公差因子数值 $i_1 = 1.86$, $i_2 = 2.52$, $i_3 = i_5 = 1.08$, $i_4 = 2.90$, 由式(4-15)可得

$$a = \frac{T_0}{\sum_{i=1}^m i_i} = \frac{0.70 \times 1000}{1.86 + 2.52 + 1.08 \times 2 + 2.90} \approx 74.2$$

查表 1-2, 公差等级系数 74.2 在 IT10 级 ($a = 64$) 和 IT11 级 ($a = 100$) 之间, 靠近 IT10 级。

(4) 确定各组成环的公差 箱体、箱盖的深度尺寸 L_1 和 L_2 较大, 不易加工; L_3 和 L_5 尺寸小且易加工。因此, L_1 、 L_2 、 L_3 和 L_5 均按 IT10 级确定公差。而 L_4 尺寸最大但不难加工, 可作为协调环。则各尺寸公差为

$$T_1 = 0.12 \text{ mm}, T_2 = 0.16 \text{ mm}, T_3 = T_5 = 0.07 \text{ mm}$$

T_4 按式(4-6)计算, 得

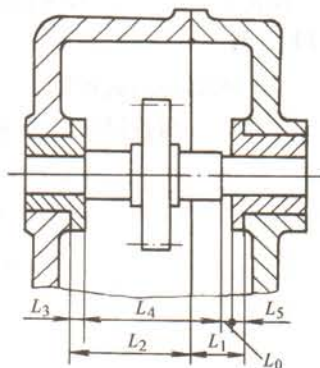


图 4-13 对开齿轮箱
装配尺寸链

$$T_4 = T_0 - T_1 - T_2 - T_3 - T_5 = (0.70 - 0.12 - 0.16 - 0.07 \times 2) \text{mm} \\ = 0.28 \text{mm} (\text{不必取为标准值})$$

(5) 确定各组成环的极限偏差 仍以 T_4 为协调环, 按“人体原则”确定其余各尺寸的极限偏差为

$$L_1 = 60^{+0.12}_0 \text{mm}, L_2 = 150^{+0.16}_0 \text{mm}, L_3 = L_5 = 12^{+0.07}_0 \text{mm}$$

按式 (4-4) 计算 L_4 的极限偏差:

$$ES_4 = EI_1 + EI_2 - ES_3 - ES_5 - EI_0 = 0 + 0 - 0 - 0 - 0 = 0$$

$$EI_4 = ES_1 + ES_2 - EI_3 - EI_5 - ES_0 \\ = [+0.12 + (+0.16) - (-0.07) \times 2 - (+0.70)] \text{mm} \\ = -0.28 \text{mm}$$

则有

$$L_4 = 189^{+0.28}_0 \text{mm}$$

$$(6) \text{ 验算 } \text{因 } T_4 = |ES_4 - EI_4| = |0 - (-0.28)| \text{mm} = 0.28 \text{mm}$$

且

$$T_4 = T_0 - T_1 - T_2 - T_3 - T_5 = (0.700 - 0.120 - 0.160 - 0.070 \times 2) \text{mm} \\ = 0.280 \text{mm}$$

两种方法得到的协调环公差相等, 所以证明以上计算无误。

方法二: 统计法解尺寸链

第 (1)、(2) 两步同极值法解尺寸链。

(3) 确定各组成环的公差等级系数 a 各组成环的公差因子数值同极值法解尺寸链。由式 (4-16) 可得

$$a = \frac{T_0}{\sqrt{\sum_{i=1}^m i_i^2}} = \frac{0.70 \times 1000}{\sqrt{1.86^2 + 2.52^2 + 1.08^2 \times 2 + 2.90^2}} \approx 154.4$$

查表 1-2, 公差等级系数 154.4 在 IT11 级 ($a=100$) 和 IT12 级 ($a=160$) 之间, 靠近 IT12 级。

(4) 确定各组成环的公差 L_1 、 L_2 、 L_3 和 L_5 均按 IT12 级确定公差。而尺寸 L_4 仍然作为协调环。则各尺寸公差为

$$T_1 = 0.30 \text{mm}, T_2 = 0.40 \text{mm}, T_3 = T_5 = 0.18 \text{mm}$$

T_4 按式 (4-7) 计算, 得

$$T_4 = \sqrt{T_0^2 - T_1^2 - T_2^2 - T_3^2 - T_5^2} = \sqrt{0.70^2 - 0.30^2 - 0.40^2 - 0.18^2 \times 2} \text{mm} \approx 0.418 \text{mm}$$

并且

$$\sqrt{\sum_{i=1}^m T_i^2} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2 + T_5^2} = \sqrt{0.30^2 + 0.40^2 + 0.18^2 \times 2 + 0.418^2} \text{mm} \\ \approx 0.6997 \text{mm} < T_0 = 0.70 \text{mm}$$

满足式 (4-14) 要求。

(5) 确定各组成环的极限偏差 仍以 T_4 为协调环, 按“人体原则”确定其余各尺寸的极限偏差为

$$L_1 = 60^{+0.30}_0 \text{mm}, L_2 = 150^{+0.40}_0 \text{mm}, L_3 = L_5 = 12^{+0.18}_0 \text{mm}$$

按式 (4-9) 和式 (4-10) 计算 L_4 的极限偏差:

$$\begin{aligned}\Delta_4 &= \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 - \Delta_4 - \Delta_0 \\ &= [+0.15 + (+0.20) - (-0.09) - (-0.09) - (+0.35)] \text{mm} \\ &= +0.18 \text{mm}\end{aligned}$$

则 $ES_4 = \Delta_4 + T_4/2 = (+0.18 + 0.418/2) \text{mm} = +0.389 \text{mm}$

$$EI_4 = \Delta_4 - T_4/2 = (+0.18 - 0.418/2) \text{mm} = -0.029 \text{mm}$$

所以 $L_4 = 189_{-0.029}^{+0.389} \text{mm}$

(6) 验算 因 $T_4 = |ES_4 - EI_4| = | +0.389 - (-0.029) | \text{mm} = 0.418 \text{mm}$

且
$$\begin{aligned}T_4 &= \sqrt{T_0^2 - T_1^2 - T_2^2 - T_3^2 - T_5^2} \\ &= \sqrt{0.70^2 - 0.30^2 - 0.40^2 - 0.18^2} \times 2 \text{mm} \\ &\approx 0.418 \text{mm}\end{aligned}$$

两种方法得到的协调环公差相等, 所以证明以上计算无误。

3. 中间计算问题

中间计算问题是正计算问题中的一种特殊情况。

【例 4-7】图 4-6 所示为铣键槽的工艺尺寸链, 有关参数同例 4-2。试用极值法求键槽的铣削深度 A_2 。

解 第 (1)、(2)、(3)、(4) 四步见例 4-2。

其中 $T_0 = |ES_0 - EI_0| = |0 - (-0.200)| \text{mm} = 0.200 \text{mm}$

$$\frac{T_1}{2} = |ES_1/2 - EI_1/2| = |0 - (0.05)| \text{mm} = 0.050 \text{mm}$$

$$\frac{T_3}{2} = |ES_3/2 - EI_3/2| = | +0.009 - (+0.001) | \text{mm} = 0.008 \text{mm}$$

(5) 代入公式计算 由式 (4-2) 可得 A_2 的基本尺寸为

$$A_2 = A_0 - A_3/2 + A_1/2 = (39.5 - 22.5 + 22.7) \text{mm} = 39.7 \text{mm}$$

按式 (4-4) 求得 A_2 的极限偏差为

$$ES_2 = ES_0 - ES_3/2 + EI_1/2 = [0 - (+0.009) + (-0.050)] \text{mm} = -0.059 \text{mm}$$

$$EI_2 = EI_0 - EI_3/2 + ES_1/2 = [-0.200 - (+0.001) + 0] \text{mm} = -0.201 \text{mm}$$

(6) 验算 由计算结果得到的组成环 A_2 公差为

$$T_2 = |ES_2 - EI_2| = |-0.059 - (-0.201)| \text{mm} = 0.142 \text{mm}$$

由已知条件计算的组成环 A_2 公差为

$$T_2 = T_0 - \frac{T_1}{2} - \frac{T_3}{2} = (0.200 - 0.05 - 0.008) \text{mm} = 0.142 \text{mm}$$

两种方法得到的 T_2 相等, 所以证明以上计算无误。

于是 $A_2 = 39.7_{-0.201}^{-0.059} \text{mm} = 39.5_{-0.001}^{+0.141} \text{mm} = 40_{-0.501}^{-0.359} \text{mm}$

4. 尺寸链计算的注意事项

1) 在尺寸链计算中, 封闭环的基本尺寸有可能等于零, 如例 4-3 的间隙。

2) 在尺寸链计算过程中, 某些环的尺寸为所给尺寸的一半时, 则应将所给尺寸的基本尺寸、公差和极限偏差取半值, 代入有关公式进行计算, 如例 4-7 中的 $A_1/2$ 和 $A_3/2$ 。

3) 尺寸链计算的最后一步必须要进行验算。验算的方法取决于所计算问题的性质, 对于正计算问题, 应当以计算结果所得到的封闭环公差与已知的各组成环公差之和相对比, 两者一致即说明计算无误, 如例 4-3 和例 4-4。对于反计算问题, 应当以计算结果得到的协调环公差, 与由已知条件计算得到的协调环公差相对比, 两者一致说明公差分配合理, 且计算正确, 如例 4-5 和例 4-6。对于中间计算问题, 应当以计算结果得到的所求组成环公差, 与由已知条件计算得到的所求组成环公差相对比, 两者一致说明计算正确, 如例 4-7。否则, 应当查明错在哪里, 并对计算结果予以改正。

4) 当某一基本尺寸的计算结果有小数点时, 应尽量圆整为整数或小数点后面为 5。基本尺寸变动后, 其极限偏差也要做相应的变动, 以保证该尺寸的极限值不变, 如例 4-7 中 A_2 的尺寸。

中篇 精度设计篇

从机械产品的设计过程看，一是总体设计，主要通过运动分析和计算，以确定产品的主要性能参数和正确的运动机构；二是结构设计，通过强度计算和刚度校核，确定零件的尺寸大小，并绘制出结构装配图；三是几何量精度设计，充分考虑产品性能要求和加工的经济性，给出零、部件合理的精度要求。没有精度要求的机器只能是一堆废铁，因此，零件几何量精度设计是机械设计中极为重要的一环。

一、精度设计的主要内容

精度设计包括零件的精度，零件或（和）部件之间的相互位置精度。

零件的精度也称几何量精度，是指尺寸精度、形状精度和同一零件上各要素之间的位置精度，以及表面粗糙度，这三者往往又是相互关联的。为了满足零件的使用要求，往往对一个零件需要同时提出这几个方面的要求。因此，在设计时要统一考虑。

零件之间的相互位置精度，包括零件之间的距离是否正确，如车床主轴的中心高；两零件在空间的相互位置是否正确，如车床尾座顶尖轴线是否与床身导轨平行；联接零件结合的松紧程度是否得当，如滚动轴承与轴颈和外壳孔的配合。有时零件结合的松紧程度却不需严格要求，只要两零件能自由装配即可满足使用要求，如用螺钉联接箱体和箱盖时，箱盖上的光孔与螺钉之间的联接即属这种情况。

1. 尺寸精度要求

零件的尺寸精度要求，是指将实际尺寸限制在规定的范围以内。对于成批零件，它们的实际尺寸分散范围不仅要等于或小于规定的尺寸公差，同时这些尺寸的分散中心应与公差带的中心重合。

从使用要求出发，可以把尺寸分为配合尺寸和非配合尺寸。这两种尺寸的精度高低是由它们的使用要求决定的，哪种尺寸精度高或低不能一概而论。如量块的中心长度尺寸，尽管为非配合尺寸，然而对它的精度要求是很高的。但有时对非配合尺寸的精度要求又是很低的，如机器上的手柄、机身底座等。对于配合尺寸也是如此，如对与高精度轴承配合的轴颈，其尺寸精度要求是很高的，但对与轴承配合的套筒或套环，其直径尺寸的精度是很低的。

2. 形位精度要求

形位精度是形状精度和位置精度的简称，它与尺寸精度的概念是不相同的。所谓形位精度是指零件实际要素对其理想要素的变动程度。这种精度的高低并不取决于实际尺寸的大小。但是这种精度和尺寸精度一样，直接影响到零件的使用功能。如果忽视了这一要求，即使尺寸精度再高也难以达到零件的功能要求。如活塞便是这样一个零件，它不仅尺寸精度要求高，而且形状精度要求也很高。如果形状精度很低，它与气缸的配合将不会严密，这样便导致工作效率的明显降低，甚至不能工作。

根据零件的功能要求，有时可以把尺寸精度要求与形位精度要求用一定的公差原则统一起来。

3. 表面粗糙度要求

表面粗糙度是衡量零件表面质量好坏的重要指标。正如第三章所介绍的那样, 表面粗糙度对机械零件的使用性能有着诸方面的影响。因此设计机械零件时, 必须根据各表面的使用要求, 提出相应的粗糙度要求。

二、精度设计的依据

精度设计是机械设计中必不可少的一环, 其确定得是否恰当, 对机械产品的使用性能和制造成本有着很大的影响, 甚至有时起着决定性作用。

精度设计的依据: 保证机械产品的性能优良, 制造上经济可行。或者说, 应使机械产品的使用价值与制造成本的综合技术经济效果最好。

必须指出, 零件的精度要求要以满足产品的使用要求和有关的技术指标为前提, 在此前提下尽量降低零件的精度要求。

三、精度设计的方法

机械零件精度设计的方法通常有三种: 类比法、实验法和分析计算法。

1. 类比法

类比法是指根据所设计的机构和零件的具体情况, 参考较成熟的类似设计来决定精度的方法。这种方法比较简便, 但对于缺乏实践经验的设计人员, 有时会产生一定的盲目性。

2. 实验法

实验法是指通过反复实验和反复修改来确定精度的一种方法。用这种方法确定的精度符合机构和零件的实际工作情况, 但周期较长。

3. 分析计算法

一个组装部件往往是由若干个零件构成的。这些零件之间的相互连接是通过相关尺寸来实现的。

所谓分析计算法, 是指根据部件的功能要求和技术指标, 通过对这些尺寸之间的连接关系的分析, 进而确定每一个连接尺寸应有精度的一种方法。利用这种方法进行精度设计比较可靠, 但工作较为繁琐。尺寸链原理和计算方法是解决这一问题的有利助手。

第五章 零件的尺寸精度设计

零件的尺寸精度设计是机械设计中的一个重要问题。所有机器中都少不了零件的结合,这种结合的意义不仅在于把零件组装到一起,更重要的是保证机器的正常工作。为此,零件的结合特性应与机器的使用要求相适应,即松紧适度。松紧程度的变动量应限制在一定的范围内,否则将会影响机器的技术性能。在机械产品的设计中,合理、经济地确定零件的尺寸精度是一项比较复杂的工作。总的指导原则是:以保证产品的技术性能要求为前提,最大限度地降低制造成本,力争达到最佳技术经济综合指标。为了实现这一目标,必须首先搞清楚零件结合的特性及使用要求,以便正确地选用尺寸的极限与配合,并采取恰当的工艺措施来实现。

第一节 零件结合的类型及使用要求

一、零件结合的类型

机械产品是由很多零、部件组成,通过它们的结合可以实现旋转运动、直线位移运动或达到传递转矩的目的。按照不同的使用要求,可将零件的结合划分为三种类型。

1. 活动结合

主要用于具有相对转动和移动的机构中。如轴颈在滑动轴承中的转动;齿轮在轴上的移动等。

2. 固定结合

主要用于将整体分为两部分,装配后一般不拆卸的旋转件。如齿轮轴是齿轮与轴的结合;蜗轮是轮缘与轮毂的结合。

3. 可拆结合

主要用于保证较高的同轴度和定期拆卸的机构。如一般减速器中齿轮孔与轴的结合;定位销与销孔的结合等。

二、零件结合的使用要求

由于零件结合的类型不同,对它们的使用要求也不尽相同。

(1) 要求活动结合的零件间必须保证运动准确,在一定转速下维持正常的工作。因此,零件间必须具有适当的间隙。

(2) 要求固定结合的零件,传递一定转矩或轴向力时,这些零件间必须具有足够的过盈。

(3) 要求可拆结合的零件,保证定心精度、易于装拆和工作时无相对运动。因此,零件间应当具有较小的间隙或过盈。

为了满足上述三种不同结合的使用要求及实现互换性生产,必须应用尺寸的极限与配合。

第二节 尺寸极限与配合的合理确定

零件尺寸确定后,所面临的问题是公差等级、基准制和配合的确定。

一、公差等级的确定

1. 确定公差等级的依据和基本原则

公差等级的高低直接决定了零件加工质量、加工难易程度及制造成本等敏感问题,显然,它是技术和经济的综合指标。

确定公差等级的主要依据是配合质量的要求。由于构成机械产品的各配合部的配合松紧程度要求不同,非配合部的尺寸精度要求也不同,所以,应当根据使用性能对配合一致性及尺寸精度的要求,合理地确定公差等级,也就是要正确处理使用要求、制造工艺和成本之间的关系。

若机械产品的使用性能要求某配合部的配合性质很一致,即间隙或过盈的变动量允许值很小,只有小的配合公差 T_f 才能满足要求。同时,由于 $T_f = T_h + T_s$ 决定了欲使配合公差小,只有提高零件的公差等级,即减小其公差数值。反之,若机械产品的使用性能对某配合部的配合一致性要求不高,囿于上述原因,零件的公差等级可以适当降低一些,便于提高经济效益。

确定公差等级的基本原则是:在满足使用要求的前提下,尽量选用较低的公差等级。

当基本尺寸相同时,公差等级愈高,生产成本愈高,对生产技术条件和机床精度等要求亦随之提高。因此,在确定公差等级时,既要满足设计要求,又要充分考虑工艺的可能性和经济性,尽量选用较低的公差等级。实际设计中,应注意以下几个问题:

1) 遵守工艺等价原则——孔、轴的加工难易程度相当。对于基本尺寸 $\leq 500\text{mm}$ 的较高精度等级 ($\leq \text{IT}8$) 的配合,由于孔比同级的轴难加工,国标推荐孔比轴低一级相配合;对于较低精度等级 ($> \text{IT}8$) 或基本尺寸 $> 500\text{mm}$ 的配合,由于此时孔比轴的检测精度容易保证,国标推荐孔与轴采用同级配合。

2) 在满足配合要求的前提下,孔、轴的公差等级可以任意组合,不受工艺等价原则的限制。如图 5-1 所示,轴承盖与箱体孔采用非基准制,联接的可靠性主要由螺钉联接来保证,对配合精度要求较低,相配合的孔件和轴件既没有相对运动,又不承受外界负荷,所以轴承盖的外径采用 IT9 是经济合理的,箱体孔的公差等级 IT7 是由相配轴承外径的精度决定的。如果轴承盖的外径按工艺等价原则采用 IT6,反而是不合理的,势必增加制造成本,同时对提高产品质量并无任何作用。同理,轴套和轴颈的公差等级分别为 IT9、IT6 也是合理的。

3) 在某些特殊情况下,例如仪表行业中小尺寸 ($\leq 3\text{mm}$) 的公差等级,甚至有孔比轴高 1 级或高 2 级组成配合的情况。

2. 确定公差等级的方法

确定公差等级的方法主要有计算一查表法和类比法两种。

(1) 计算一查表法 若已知配合的极限间隙(或过盈),先计算出配合公差 T_f ,再根据公差等级确定的原则,用查表的方法确定孔、轴的公差等级。

【例 5-1】 已知孔、轴的基本尺寸为 $\phi 80\text{mm}$,要求配合间隙在 $35 \sim 84\mu\text{m}$ 之间,试确定孔、轴的公差等级。

解 先计算配合公差: $T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = |84 - 35|\mu\text{m} = 49\mu\text{m}$

又因为配合公差等于孔、轴公差之和,所以 $T_f = T_h + T_s = 49\mu\text{m}$

根据 $T_h = T_s = T_f/2$ 的原则,得出预选公差值 $T_h = T_s = 24.5\mu\text{m}$

表 5-2 各种加工方法所能达到的公差等级

加工方法	公 差 等 级																	
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
研 磨	○	○	○	○	○	○	○											
珩 磨						○	○	○	○									
外 圆 磨							○	○	○	○								
平 磨							○	○	○	○								
金刚石车							○	○	○									
金刚石镗							○	○	○									
拉 削							○	○	○	○								
铰 孔								○	○	○	○	○						
车									○	○	○	○	○					
镗									○	○	○	○	○					
铣										○	○	○	○					
刨、插												○	○					
钻孔												○	○	○	○			
滚压、挤压												○	○					
冲 压												○	○	○	○	○		
压 铸													○	○	○	○		
粉末冶金成型								○	○	○								
粉末冶金烧结									○	○	○	○						
砂型铸造、气割																		○
锻 造																	○	

表 5-3 公差等级的选择实例

公差等级	应用条件说明	应用举例
IT4	用于精密测量工具, 高精度的精密配合和 C 级、D 级滚动轴承配合的轴径和外壳孔径	检验 IT9 至 IT12 级工件用量规和校对 IT12 至 IT14 级轴用量规的校对量规, 与 C 级轴承孔 (孔径大于 100mm 时) 及与 D 级轴承孔相配的机床主轴, 精密机械和高速机械的轴径, 与 C 级轴承相配的机床外壳孔, 柴油机活塞销及活塞销座孔径, 高精度 (1 级至 4 级) 齿轮的基准孔或轴径, 航空及航海工业用仪器中特殊精密的孔径
IT5	用于机床、发动机和仪表中特别重要的配合, 在配合公差要求很小、形状精度要求很高的条件下, 这类公差等级能使配合性质比较稳定, 相当于旧国标中最高精度 (1 级精度轴), 故它对加工要求较高, 一般机械制造中较少应用	检验 IT11 至 IT14 级工作用量规和校对 IT14 至 IT15 级轴用量规的校对量规, 与 D 级滚动轴承相配的机床箱体孔, 与 E 级转动轴承孔相配的机床主轴, 精密机械及高速机械的轴径, 机床尾座套筒, 高精度分度盘轴颈, 分度头主轴, 精密丝杆基准轴颈, 高精度镗套的外径等, 发动机中主轴的外径, 活塞销外径与活塞的配合, 精密仪器中轴与各种传动件轴承的配合, 航空、航海工业仪表中重要的精密孔的配合, 5 级精度齿轮的基准孔及 5 级、6 级精度齿轮的基准轴

(续)

公差等级	应用条件说明	应用举例
IT6	广泛用于机械制造中的重要配合,配合表面有较高均匀性的要求,能保证相当高的配合性质,使用可靠,相当于旧国标中2级精度轴和1级精度孔的公差	检验 IT12 至 IT15 级工件用量规和校对 IT15 至 IT16 级轴用量规的校对量规,与 E 级滚动轴承相配的外壳孔及与滚子轴承相配的机床主轴轴颈,机床制造中,装配式齿轮、蜗轮、联轴器、带轮、凸轮的孔径,机床丝杠支承轴颈,矩形花键的定心直径,摇臂钻床的立柱等,机床夹具的导向件的外径尺寸,精密仪器光学仪器,计量仪器中的精密轴,航空、航海仪器仪表中的精密轴,无线电工业、自动化仪表、电子仪器、邮电机械中的特别重要的轴,以及手表中特别重要的轴,导航仪器中主罗经的方位轴、微电机轴,电子计算机外围设备中的重要尺寸,医疗器械中牙科直车头,中心齿轮轴及 X 线机齿轮箱的精密轴等,缝纫机中重要轴类尺寸,发动机中的气缸套外径,曲轴主轴颈,活塞销,连杆衬套,连杆和轴瓦外径等,6 级精度齿轮的基准孔和 7 级、8 级精度齿轮的基准轴径,以及特别精密(1 级 2 级精度)齿轮的顶圆直径
IT7	应用条件与 IT6 相类似,但它要求的精度可比 IT6 稍低一点,在一般机械制造业中应用相当普遍,相当于旧国标中 3 级精度轴或 2 级精度孔的公差	检验 IT14 至 IT16 级工件用量规和校对 IT16 级轴用量规的校对量规,机床制造中装配式青铜蜗轮缘孔径,联轴器、带轮、凸轮等的孔径,机床卡盘座孔,摇臂钻床的摇臂孔,车床丝杠的轴承孔等,机床夹头导向件的内孔(如固定钻套、可换钻套、衬套、镗套等),发动机中的连杆孔、活塞孔、铰制螺栓定位孔等,纺织机械中的重要零件,印染机械中要求较高的零件,精密仪器光学仪器中精密配合的内孔,手表中的离合杆压簧等,导航仪器中主罗经壳底座孔,方位支架孔,医疗器械中牙科直车头中心齿轮轴的轴承孔及 X 线机齿轮箱的转盘孔,电子计算机、电子仪器、仪表中的重要内孔,自动化仪表中的重要内孔,缝纫机中的重要轴内孔零件,邮电机械中的重要零件的内孔,7 级、8 级精度齿轮的基准孔和 9 级、10 级精密齿轮的基准轴
IT8	用于机械制造中属中等精度,在仪器、仪表及钟表制造中,由于基本尺寸较小,所以属较高精度范畴,在配合确定性要求不太高时,可应用较多的一个等级,尤其是在农业机械、纺织机械、印染机械、自行车、缝纫机、医疗器械中应用最广	检验 IT16 级工件用量规,轴承座衬套沿宽度方向的尺寸配合,手表中跨齿轴,棘爪拨针轮等与夹板的配合,无线电仪表工业中的一般配合,电子仪器仪表中较重要的内孔;计算机中变数齿轮孔和轴的配合,医疗器械中牙科车头的钻头套的孔与车针柄部的配合,导航仪器中主罗经粗刻度盘孔月牙形支架与微电机汇电环孔等,电机制造中铁心与机座的配合,发动机活塞油环槽宽,连杆轴瓦内径,低精度(9 至 12 级精度)齿轮的基准孔和 11~12 级精度齿轮和基准轴,6 至 8 级精度齿轮的顶圆
IT9	应用条件与 IT8 相类似,但要求精度低于 IT8 时用,比旧国标 4 级精度公差值稍大	机床制造中轴套外径与孔,操纵件与轴、空转带轮与轴,操纵系统的轴与轴承等的配合,纺织机械、印染机械中的一般配合零件,发动机中机油泵体内孔,气门导管内孔,飞轮与飞轮套,圈衬套,混合气预热阀轴,气缸盖孔径、活塞槽环的配合等,光学仪器、自动化仪表中的一般配合,手表中要求较高零件的未注公差尺寸的配合,单键联接中键宽配合尺寸,打字机中的运动件配合等

(续)

公差等级	应用条件说明	应用举例
IT10	应用条件与 IT9 相类似, 但要求精度低于 IT9 时用, 相当于旧国标的 5 级精度公差	电子仪器仪表中支架上的配合, 导航仪器中绝缘衬套孔与汇电环衬套轴, 打字机中铆合件的配合尺寸, 闹钟机构中的中心管与前夹板、轴套与轴, 手表中尺寸小于 18mm 时要求一般的未注公差尺寸及大于 18mm 要求较高的未注公差尺寸, 发动机中油封档圈孔与曲轴带轮毂
IT11	用于配合精度要求较低、装配后可能有较大的间隙, 特别适用于要求间隙较大, 且有显著变动而不会引起危险的场合, 相当于旧国标的 6 级精度公差	机床上法兰盘止口与孔、滑块与滑移齿轮、凹槽等, 农业机械、机车车箱部件及冲压加工的配合零件, 钟表制造中不重要的零件, 手表制造用的工具及设备中的未注公差尺寸; 纺织机械中较粗糙的活动配合, 印染机械中要求较低的配合, 医疗器械中手术刀片的配合, 磨床制造中的螺纹联接及粗糙的动联接, 不作测量基准用的齿轮顶圆直径公差
IT12	配合精度要求很粗糙, 装配后有很大的间隙, 适用于基本上没有什么配合要求的场合, 要求较高的未注公差尺寸的极限偏差, 比旧国标的 7 级精度公差值稍小	非配合尺寸及工序间尺寸, 发动机分离杆, 手表制造中工艺装备的未注公差尺寸, 计算机行业切削加工中未注公差尺寸的极限偏差, 医疗器械中手术刀柄的配合, 机床制造中扳手孔与扳手座的联接
IT13	应用条件与 IT12 相类似, 但比旧国标 7 级精度公差值稍大	非配合尺寸及工序间尺寸, 计算机、打字机中切削加工零件及图片孔、二孔中心距的未注公差尺寸
IT14	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸, 相当于旧国标的 8 级精度公差	在机床、汽车、拖拉机、冶金矿山、石油化工、电机、电器、仪器、仪表、造船、航空、医疗器械、钟表、自行车、缝纫机、造纸与纺织机械等工业中对切削加工零件未注公差尺寸的极限偏差, 广泛应用此等级
IT15	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸, 相当于旧国标的 9 级精度公差	冲压件, 木模铸造零件, 重型机床制造, 当尺寸大于 3150mm 时的未注公差尺寸

5) 考虑表面粗糙度的要求。表面粗糙度是影响配合性质的一个重要因素, 在确定公差等级时, 应考虑公差等级与表面粗糙度的对应关系, 同时提出表面粗糙度的要求 (参见第三章第三、四节有关内容)。

二、基准制的确定

必须明确, 国标中规定的基孔制和基轴制是两种并行的配合制度, 都是以互换性为前提进行生产来得到各种配合。两种基准制各有其优点及适用范围, 如果单纯为了满足对配合性质的要求, 则选择其中的任意一种都可以。因而, 基准制的选择与使用要求无关。

1. 确定基准制的原则

主要考虑工艺的经济性和结构的合理性。即所选择的基准制应当有利于零件的加工、装配和降低制造成本。

2. 优先选用基孔制

在一般情况下, 设计时优先选用基孔制。因为从工艺角度分析, 对高精度的中小尺寸的孔, 广泛采用定值刀具 (如钻头、铰刀、拉刀等) 加工, 用光滑极限塞规检验; 轴使用通用刀具 (如车刀、砂轮等) 加工, 用光滑极限卡规检验。由于一种规格的定值刀、量具只能加工或检验一种规格的孔, 而同一把车刀则可以加工不同尺寸的轴件, 尽管与基准孔相配的轴

尺寸类型虽多,但刀具费用并不增加。因此如果在整个工业生产中,广泛采用基孔制配合,就可以大大减少孔公差带的数量,即减少定值刀具和量具的规格、品种,显然是经济合理的。

3. 必要时选用基轴制

采用基孔制并非在任何时候都是有利的,如在下面几种情况下就应当采用基轴制。

(1) 特殊结构上的需要 同一基本尺寸的轴上,同时安装几个不同松紧配合的孔件时,如图 5-2 中活塞连杆机构,活塞销需要同时与活塞和连杆孔形成不同的配合。活塞销两端与活塞孔的配合要求紧些 ($M6/h5$),而活塞销与连杆孔的配合则要求松些 ($H6/h5$)。此时若采用图 5-3a 基孔制配合,则活塞孔与连杆孔的公差带相同,而两种不同松紧的配合则需按两种公差带来加工活塞销,这样活塞销势必制成台阶轴,活塞销的尺寸为两端大中间小,不利于加工。装配时,因活塞销两端部的直径大于连杆孔径,容易擦伤轴和孔的表面,造成装配困难,并影响配合质量。反之,若采用图 5-3b 基轴制配合,活塞孔与连杆孔则按不同的公差带加工,以获得两种不同松紧的配合。而活塞销按一种公差带加工成光轴,其直径尺寸通长上皆为 $h5$,便于在无心磨床上加工,既降低了成本,又利于装配。

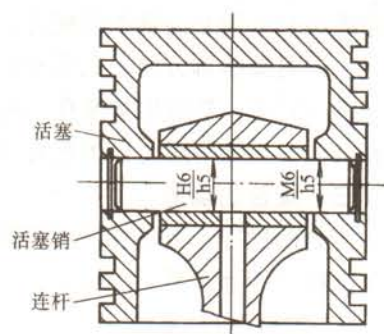


图 5-2 活塞连杆机构

装配困难,并影响配合质量。反之,若采用图 5-3b 基轴制配合,活塞孔与连杆孔则按不同的公差带加工,以获得两种不同松紧的配合。而活塞销按一种公差带加工成光轴,其直径尺寸通长上皆为 $h5$,便于在无心磨床上加工,既降低了成本,又利于装配。

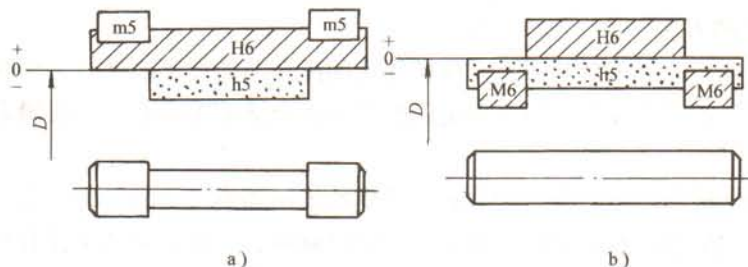


图 5-3 活塞销与活塞及连杆公差带

a) 基孔制配合 b) 基轴制配合

(2) 采用冷拉棒材直接作轴 在农业机械、纺织机械和仪器、仪表制造中,常用不需要切削加工的冷拉棒材直接作轴,冷拔钢的尺寸公差可达 $IT7 \sim IT9$,表面粗糙度可达 $R_a = 3.2 \sim 0.8 \mu m$,已经可以满足某些光轴的使用要求。此时把轴视为标准件,即采用基轴制更为合理,这样可获得较明显的经济效益。

(3) 与标准件相配合的零件应根据标准件选择基准制 当设计的零件与标准件的外表面相配时,应采用基轴制,服从与标准件结合面既定的基准制。如平键与轴槽和轮毂槽、滚动轴承外圈与箱体孔的配合,必须采用基轴制。但滚动轴承内圈与轴颈的配合,则必须采用基孔制。如图 5-1 所示的滚动轴承与结合件的配合,同滚动轴承内圈配合的轴颈 ($\phi 55mm$),以滚动轴承内圈为基准孔,加工成基孔制的轴 ($\phi 55k6$);而与滚动轴承外圈配合的箱体孔 ($\phi 100mm$),则以滚动轴承外圈为基准轴,加工成基轴制的孔 ($\phi 100J7$)。这样,同一规格的标准件就可以满足基本尺寸相同而配合性质不同的各类配合的需要了。

4. 特殊需要时可用任一孔、轴公差带组成配合 为了满足某些配合的特殊要求,如图 5-1 所示的,轴承盖与箱体孔、轴套与轴颈之间,都是采用基准制以外的任一孔、轴公差带组成的配合。对轴承盖与箱体孔的配合,箱体孔的公差带已由前述确定为 $\phi 100J7$;而与之配合的轴承盖只是为了防尘、防漏油及要求轴向定位和装拆、调整,且允许配合的间隙较大,因此不能采用基轴制,只宜选用公差带代号为 e9。这样构成的配合 $\phi 100J7/e9$ 能满足使用要求。对于轴套与轴颈的配合,由于轴套的作用只是隔开轴承和齿轮,使它们的轴向位置固定,同时要装拆方便,只需松套在轴颈上就能满足上述要求。此时的轴颈公差带已由前述确定为 $\phi 55k6$,若采用基准孔,则为过渡配合 $\phi 55H7/k6$,显然不能满足要求,故应选择间隙较大的、公差等级更低的配合 $\phi 55D9/k6$ 。

三、配合的确定

配合的确定主要指在保证机器正常工作的情况下,相互结合的孔与轴在工作时,应该具有什么样的相互关系。

1. 确定配合的原则

主要根据使用要求按国标选用。

1) 首先应选用优先或常用配合(表 1-6 和表 1-7)。

2) 其次才选用优先、常用、一般用途公差带组成配合(图 1-10 和图 1-11)。

3) 再次可按国标所提供的 544 种轴公差带和 543 种孔公差带中,选取合用的公差带组成所需要的配合。

2. 确定配合的方法

机器的质量往往取决于对其零、部件所规定的配合及其技术条件,大多数零件的尺寸极限偏差是根据配合的要求而定,所以确定的配合是否合适至关重要。一般确定配合的常用方法有三种:

(1) 计算法 根据一定的理论和公式,计算所需间隙或过盈的一种方法。

用计算法确定配合,理论根据比较充分,但较麻烦,一般可借助于计算机来完成。由于这种方法比较科学,应用范围正在逐渐扩大。

间隙配合用于孔与轴的相对运动,尤其是相对转动的滑动轴承与轴之间的配合。为了保持配合面上形成油膜层,以减小摩擦和磨损,根据流体润滑理论对于滑动轴承的研究,计算保证滑动轴承处于液体摩擦状态所必须具有的最小间隙 $X_{\min}(m)$ 为

$$X_{\min} = \sqrt{C_p \frac{\eta \omega}{F} d^3 l} \quad (5-1)$$

式中 C_p ——轴承承载系数;

η ——润滑油运动粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$);

ω ——角速度 (rad/s);

d ——轴承公称直径 (mm);

l ——轴承长度 (mm), 一般 $l = (0.5 \sim 1.5)d$;

P ——承受的载荷 (N)。

综上所述,滑动轴承配合间隙的确定,应从转动角速度 ω 、承受的载荷 P 及润滑油运动粘度 η 等方面考虑。此外,还应考虑轴的受力受热变形、形状误差及表面粗糙度等因素。

而 X_{\max} 需要按使用要求确定。

过盈配合是传递载荷和转矩的配合。装配前, 轴的尺寸大于孔的尺寸。将轴压入孔时, 孔径胀大而轴径缩小, 达到孔、轴尺寸相等。两零件由弹性变形复原趋势产生的挤紧力, 以防止松动并实现传递载荷和转矩。

在过盈配合中, 应按弹塑性变形理论、材料力学的厚壁圆筒计算方法, 计算出保持牢固联接所必须的最小过盈 Y_{\min} (mm) 为

$$Y_{\min} = pd \left[\frac{C_H}{E_H} + \frac{C_S}{E_S} \right] \quad (5-2)$$

式中 p ——配合面间的压力 (Pa), $p = \frac{F}{\pi dl\mu}$ 或 $p = \frac{2M}{\pi d^2 l\mu}$;

F 、 M ——外力 (N)、力矩 (N·mm);

d 、 l 、 μ ——配合面公称直径 (mm)、配合面长度 (mm)、摩擦系数;

C_H 、 C_S ——为简化计算引入的系数 (mm^3/N), 且 $C_H = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \nu_1$,

$$C_S = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} - \nu_2;$$

ν_1 、 ν_2 ——被包容件、包容件材料的泊松比 (可参见机械设计);

E_H 、 E_S ——被包容件、包容件材料的弹性模量 (N/mm^2)。

过盈配合的计算方法已经标准化, 详见国家标准 (GB/T 5371—1985)。实际设计时, 首先要确定最小过盈能否传递该配合所要传递的最大力 F 或力矩 M , 或阻止其松动的最大外力。同时要确定最大过盈使零件产生的内应力是否超出材料的屈服极限。此外, 还要考虑工作温度、装配方法、配合面长度及几何精度等因素。通过公式计算出满足机械零件功能要求的间隙或过盈的最佳值和极限值后, 根据该值确定最接近的配合种类, 然后可用上述公式再校核其能否满足功能要求。

(2) 试验法 通过试验确定配合的一种方法。

对产品性能影响很大的一些配合, 往往需用试验法来确定机器工作性能的最佳间隙或过盈。这种方法须进行大量试验, 其结果比较精确可靠, 但费用昂贵, 主要用于特别重要的配合部位。例如, 采矿用风镐锤体与镐筒配合的间隙量, 对风镐工作性能影响很大, 一般采用试验法。

(3) 类比法 参照现有同类机器或类似机构中, 经生产实践验证的已用配合, 与所设计的零件的使用要求相比较, 修正后, 确定零件配合的一种方法。

目前使用最广泛的方法是类比法。实际应用时主要考虑以下几个方面:

1) 确定配合的类别。从分析零件的使用要求和研究其工作条件两方面着手, 大致确定配合的类别 (表 5-4)。配合类别确定后, 根据零件的具体工作条件, 可对配合的松紧形成进一步认识。零件的具体工作条件包括: 相对运动的状态 (如运动精度、速度、方向及停歇时间); 负荷大小和性质; 材料许用应力; 配合表面的长度和表面粗糙度; 润滑条件; 温度变化; 对中、拆卸和修理要求等。在全面考虑这些因素的基础上, 分清主次, 使零件的配合间隙或过盈大小得到进一步明确。表 5-5 列出了一些具体工作条件对间隙或过盈的影响。

表 5-4 确定配合类别的大致方向

结 合 件 的 工 作 状 况			配合类别或基本偏差代号
有相对运动	转动或转动与移动的复合运动		间隙大或较大的间隙配合, a~f (A~F)
	只有移动		间隙较小的间隙配合, g (G), h (H)
无相对运动	传递转矩	要精确对中	过盈配合
		固定结合	过渡配合或间隙最小的间隙配合加紧固件
		可拆结合	过渡配合或间隙最小的间隙配合加紧固件
	不需要精确对中		间隙较小的间隙配合加紧固件
	不传递转矩		过渡配合或过盈小的过盈配合

表 5-5 工作条件对间隙或过盈的影响

工作条件	过盈应增大或减小	间隙应增大或减小	工作条件	过盈应增大或减小	间隙应增大或减小
材料许用应力小	减小	—	装配时可能歪斜	减小	增大
经常拆卸	减小	—	旋转速度高	增大	增大
工作时孔温高于轴温	增大	减小	有轴向运动	—	增大
工作时轴温高于孔温	减小	增大	润滑油粘度增大	—	增大
有冲击载荷	增大	减小	装配精度高	减小	减小
配合长度较大	减小	增大	表面粗糙度参数值大	增大	减小
配合面形位误差较大	减小	增大			

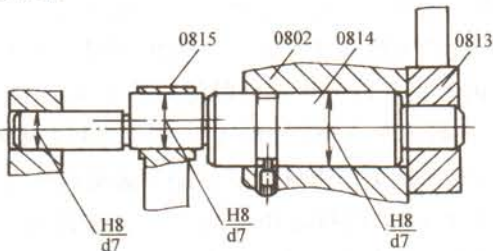
2) 确定基本偏差代号。在各种配合中,不外乎基孔制和基轴制两种基准制。公差等级和基准制确定后(前述),配合的确定主要就是根据使用要求,确定非基准件的基本偏差代号。若采用基孔制,则确定轴的基本偏差代号;若采用基轴制,只需加以相应变换即可。

确定基本偏差代号的依据是:对间隙配合,由于基本偏差的绝对值等于最小间隙 X_{\min} ,故应按 X_{\min} 确定;对过渡配合,基本上取决于对中和拆卸两项要求在使用中所占的比重一般由最大间隙 X_{\max} 确定;对过盈配合,则由最小过盈 Y_{\min} 确定。

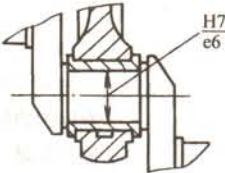
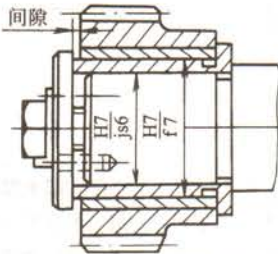
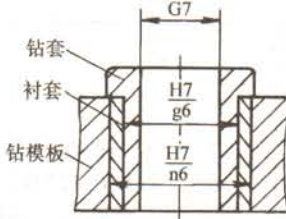
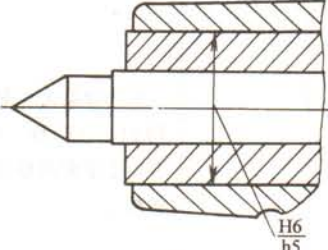
要进一步具体确定基本偏差代号,了解和掌握孔、轴各个基本偏差的特性和配合的应用实例(表 5-6)是很重要的,这是合理确定配合的关键所在。

3) 最后确定配合。基本偏差代号确定后,配合即已基本确定。但应注意的是,若无特殊理由,应选标准中规定的优先或常用配合(表 1-6 和表 1-7)。表 5-7 列出的优先配合选用说明可供参考。

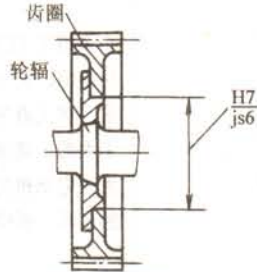
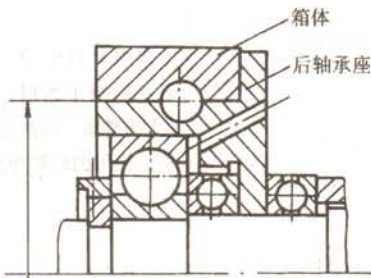
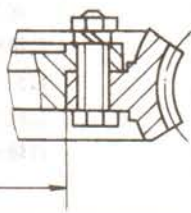
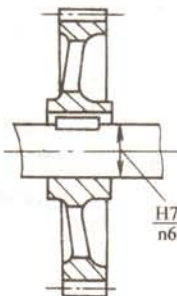
表 5-6 配合的应用实例

配 合	基本偏差	配 合 特 性	应 用 实 例
间 隙 配 合	d	配合一般用于 IT7~IT11 级,适用于松的转动配合,如密封盖、滑轮、空转带轮等与轴的配合,也适用于大直径滑动轴承配合,如透平机、球磨机、轧滚成型和重型弯曲机,及其他重型机械中的一些滑动支承	 C618 车床尾座中偏心轴与尾架体孔的结合

(续)

配合	基本偏差	配合特性	应用实例
间隙配合	e	多用于 IT7、8、9 级, 通常适用要求有明显间隙, 易于转动的支承配合, 如大跨距支承、多支点支承等配合。高等级的 e 轴适用于大的、高速、重载支承, 如涡轮发电机、大型电动机的支承及内燃机主要轴承、凸轮轴支承、摇臂支承等配合	 <p>内燃机主轴承</p>
	f	多用于 IT6、7、8 级的一般转动配合, 当温度影响不大时, 被广泛用于普通润滑油 (或润滑脂) 润滑的支承, 如齿轮箱、小电动机、泵等的转轴与滑动支承的配合	 <p>齿轮轴套与轴的配合</p>
	g	配合间隙很小, 制造成本高, 除很轻负荷的精密装置外, 不推荐用于转动配合。多用 IT5、IT6、IT7 级, 最适合不回转的精密滑动配合, 也用于插销等定位配合, 如精密连杆轴承、活塞及滑阀、连杆销等	 <p>钻套与衬套的结合</p>
	h	多用 IT4~IT11 级, 广泛用于无相对转动的零件, 作为一般的定位配合。若没有温度、变形影响, 也用于精密滑动配合	 <p>车床尾座体孔与顶尖套筒的结合</p>

(续)

配合	基本偏差	配合特性	应用实例
过渡配合	js	为完全对称偏差 ($\pm IT/2$), 平均起来为稍有间隙的配合, 多用于 IT4~IT7 级, 要求间隙比 h 轴小, 并允许略有过盈的定位配合, 如联轴器, 可用手或木锤装配	 <p>齿圈 轮辐</p> <p>$\frac{H7}{js6}$</p> <p>齿圈与钢轮辐的结合</p>
	k	平均起来没有间隙的配合, 适用 IT4~IT7 级, 推荐用于稍有过盈的定位配合, 例如为了消除振动用的定位配合, 一般用木锤装配	 <p>箱体 后轴承座</p> <p>$\frac{H6}{k5}$</p> <p>某车床主轴后轴承座与箱体孔的结合</p>
	m	平均起来具有不大过盈的过渡配合。适用 IT4~IT7 级, 一般可用木锤装配, 但在最大过盈时, 要求相当的压入力	 <p>$\frac{H7}{n6} (\frac{H7}{m6})$</p> <p>蜗轮青铜轮缘与轮辐的结合</p>
	n	平均过盈比 m 轴稍大, 很少得到间隙, 适用 IT4~IT7 级, 用锤或压力机装配, 通常推荐用于紧密的组件配合, H6/n5 配合时为过盈配合	 <p>$\frac{H7}{n6}$</p> <p>冲床齿轮与轴的结合</p>

(续)

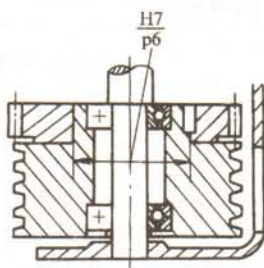
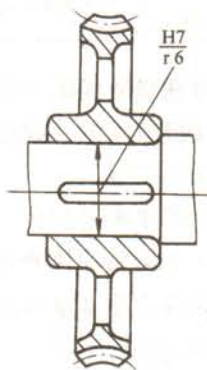
配合	基本偏差	配合特性	应用实例
过盈配合	p	与 H6 或 H7 配合时是过盈配合, 与 H8 孔配合时则为过渡配合。对非铁制零件, 为较轻的压入配合, 当需要时易于拆卸。对钢、铸铁或铜、钢组件装配是标准压入配合	 <p>提升机的绳轮与齿圈的结合</p>
	r	对铁制零件为中等打入配合, 对非铁制零件, 为轻打入的配合, 当需要时可以拆卸。与 H8 孔配合, 直径在 100mm 以上时为过盈配合, 直径小时为过渡配合	 <p>蜗轮与轴的结合</p>

表 5-7 优先配合选用说明

优先配合		说明
基孔制	基轴制	
$\frac{H11}{c11}$	$\frac{C11}{h11}$	间隙非常大, 用于很松的、转动很慢的转动配合; 要求大公差与大间隙的外露组件; 要求装配方便的很松的配合
$\frac{H9}{d9}$	$\frac{D9}{h9}$	间隙很大的自由转动配合, 用于精度非主要要求时, 或有大的温度变化、高转速或大的轴颈压力时
$\frac{H8}{f7}$	$\frac{F8}{h7}$	间隙不大的转动配合, 用于中等转速与中等轴颈压力的精确转动, 也用于装配较易的中等定位配合
$\frac{H7}{g6}$	$\frac{G7}{h7}$	间隙很小的滑动配合, 用于不希望自由转动, 但可自由移动和滑动并精密定位的配合, 也可用于要求明确的定位配合
$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	均为间隙定位配合, 零件可自由装拆, 而工作时一般相对静止不动, 在最大实体条件下的间隙为零, 在最小实体条件下的间隙由公差等级决定
$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h7}$	
$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	
$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H11}{h11}$	

(续)

优先配合		说 明
基孔制	基轴制	
$\frac{H7}{k6}$	$\frac{K7}{h6}$	过渡配合, 用于精密定位
$\frac{H7}{n6}$	$\frac{N7}{h6}$	过渡配合, 允许有较大过盈的更精密定位
$\frac{H7}{p6}$	$\frac{P7}{h6}$	过盈定位配合, 即小过盈配合, 用于定位精度特别重要时, 能以最好的定位精度达到部件的刚性及对中性要求, 而对内孔承受压力无特殊要求, 不依靠配合的紧固性传递摩擦负荷
$\frac{H7}{s6}$	$\frac{S7}{h6}$	中等压入配合, 适用于一般钢件; 或用于薄壁件的冷缩配合, 用于铸铁件可得到最紧的配合
$\frac{H7}{u6}$	$\frac{U7}{h6}$	压入配合, 适用于可以承受高压入力的零件, 或不宜承受大压入力的冷缩配合

四、根据极限间隙(或过盈)确定配合的步骤和方法

若已知极限间隙(或过盈)时, 可用计算与查表的方法确定配合。

1. 步骤和方法

按下列顺序确定配合: 按给出的极限间隙(或过盈)计算配合公差 $T_f \rightarrow$ 根据配合公差 T_f , 遵循工艺等价原则查表确定公差等级 \rightarrow 确定基准制 \rightarrow 按公式计算非基准件的基本偏差数值 \rightarrow 查表确定非基准件的基本偏差代号 \rightarrow 画出公差带图及配合公差带图 \rightarrow 验算是否适宜。

2. 应注意的问题

1) 所确定配合的极限间隙(或过盈)应尽可能接近原要求。对配合间隙, 所确定的最小间隙, 最好不小于原要求的最小间隙; 对过盈配合, 所确定的最小过盈, 应稍大于或等于原要求的最小过盈。

2) 当所确定的配合与原要求有差别时, 其差别应小于原配合公差的 10% (仅供参考)。

3) 非基准件的基本偏差确定如下: 间隙配合中轴的基本偏差为上偏差 $es = -X_{\min}$ 、孔为下偏差 $EI = +X_{\min}$; 过渡配合中轴的基本偏差为下偏差 $ei = +T_h - X_{\max}$ 、孔的基本偏差为上偏差 $ES = -T_s + X_{\max}$; 对过盈配合中轴的基本偏差为下偏差 $ei = +T_h + |Y_{\min}|$, 孔的基本偏差为上偏差 $ES = -T_s - |Y_{\min}|$ 。

3. 举例说明

【例 5-2】已知孔与轴配合的 $D(d) = \phi 40\text{mm}$, $X_{\min} = +48\mu\text{m}$, $X_{\max} = +130\mu\text{m}$ 。试确定其配合。

解 因已知 X_{\min} 和 X_{\max} , 故此配合为间隙配合。

(1) 配合公差计算 $T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = |130 - 48|\mu\text{m} = 82\mu\text{m}$

(2) 确定公差等级 由 $T_f = T_h + T_s = 82\mu\text{m}$,

根据 $T_h = T_s = T_f/2$ 的原则, 得出预选公差值 $T_h = T_s = 41\mu\text{m}$;

查表 1-1, 得 $IT8 = 39\mu\text{m}$, $IT7 = 25\mu\text{m}$;

若选 $T_h = IT8$, $T_s = IT7$, 则 $T'_f = T'_h + T'_s = 64\mu\text{m} \ll T_f = 82\mu\text{m}$;

若选 $T_h = T_s = IT8$, 则 $T_f = T_h + T_s = (39 + 39)\mu\text{m} = 78\mu\text{m} \approx T_f = 82\mu\text{m}$;

故确定孔、轴公差等级均为 IT8。

(3) 确定基准制 因无特殊要求,按国标推荐优先选用基孔制,所以孔为 $H8(^{+0.039}_0)$ 。

(4) 确定轴基本偏差 由于 $es = -X_{\min} = -48\mu\text{m}$ 。

(5) 确定轴基本偏差代号 据 $es = -48\mu\text{m}$,查表 1-3 得轴基本偏差代号为 e;

表中 $es = -50\mu\text{m} \approx -X_{\min} = -48\mu\text{m}$;

则轴的下偏差 $ei = es - T_s = (-50 - 39)\mu\text{m} = -89\mu\text{m}$ 。

(6) 画出公差带图 (图 5-4) 及配合公差带图 (图 5-5)。

(7) 分析验算 从图 5-4 可得 $X'_{\min} = EI - es = +50\mu\text{m}$, $X'_{\max} = ES - ei = +128\mu\text{m}$;

从图 5-5 中可看到 $X'_{\min} > X_{\min}$; $X'_{\max} < X_{\max}$;

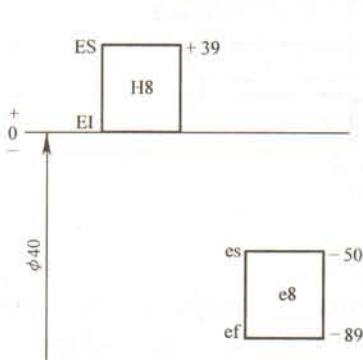


图 5-4 例 5-2 公差带图

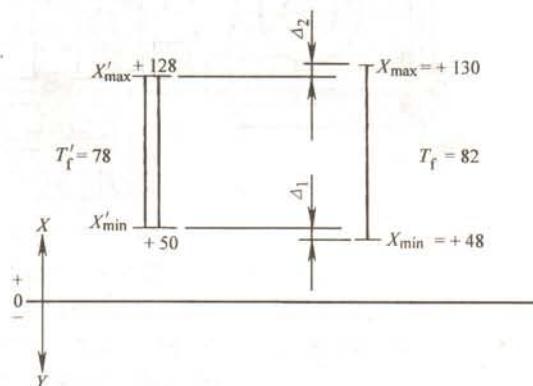


图 5-5 例 5-2 配合公差带图

故 $\Delta_1 = |X'_{\min} - X_{\min}| = | +50 - (+48) | \mu\text{m} = 2\mu\text{m}$;

$\Delta_2 = |X'_{\max} - X_{\max}| = | +128 - (+130) | \mu\text{m} = 2\mu\text{m}$;

又 $T_f \times 10\% = 82 \times 10\% \mu\text{m} = 8.2\mu\text{m}$

所以 $\Delta_1 < T_f \times 10\%$ 、 $\Delta_2 < T_f \times 10\%$, 确定的配合可用;

最后确定配合为 $\phi 40H8/e8$ 。

五、尺寸精度设计举例

【例 5-3】 图 5-6 为 C616 型车床尾座装配图。已知尾座在车床上的作用是它与主轴的顶尖共同支持工件,承受切削力。尾座工作时,扳动手柄 11,通过偏心机构将尾座夹紧在床身上,再转动手轮 9,通过丝杠、螺母,使套筒 3 带动顶尖 1 向前移动,顶住工件。最后转动手柄 21,使夹紧套 20 靠摩擦夹住套筒,从而使顶尖的位置固定。试分析确定尾座部件有关部位的配合。

解 根据各零件的作用与特点,按照尺寸精度设计的内容,分析有关部位的配合如下:

(1) 尾座体 2 孔与套筒 3 外圆柱面的配合 根据尾座体孔的作用及结构特点,确定采用基孔制。由于车床工作时承受较大切削力,顶尖应保证较高的精度,套筒 3 外圆柱面与尾座体 2 孔是主要的配合部位,因此尾座体 2 孔的公差等级确定为 IT6,公差带为 H6。考虑加工高精度孔与轴的工艺等价性,确定套筒 3 外圆柱面为 IT5;又因套筒在调整时,需要在孔中滑动,应有一定的间隙,但在工作时顶尖却要保证较高的精度,而又不能有较大的间隙,故套筒 3 外圆柱面的公差带确定为 h5。最终其配合确定为 $\phi 60H6/h5$,这样才能满足结合件无相对转动、高精度和最小间隙为零的要求。

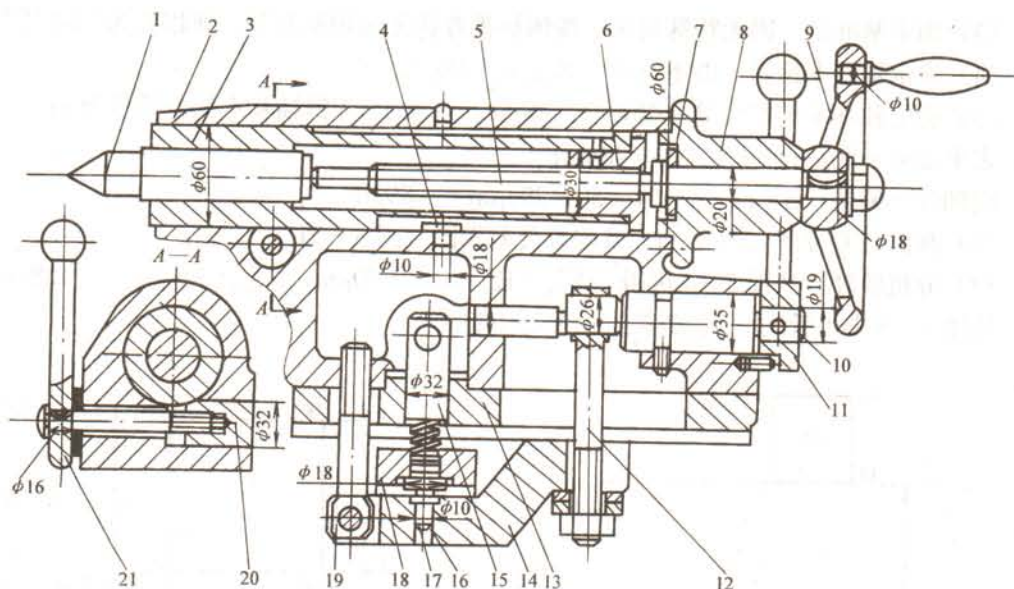


图 5-6 C616 型车床尾座装配图

- 1—顶尖 2—尾座体 3—套筒 4—定位块 5—丝杠 6—丝杠螺母 7—挡油圈 8—后盖 9—手轮
10—偏心轴 11—手柄 12—拉紧螺钉 13—滑座 14—杠杆 15—圆柱 16、17—圆柱销
18—压板 19—螺钉 20—夹紧套 21—夹紧手柄

(2) 套筒 3 内孔与螺母 6 外圆柱的配合 此处配合选用基孔制,它是卧式车床的主要部位,应选套筒 3 内孔公差等级为 IT7,公差带则为 H7;螺母 6 外圆柱面的公差等级确定为 IT6。由于螺母零件装入套筒,靠其圆柱面来径向定位,并用螺钉固定。为了装配方便,应该没有过盈,但也不允许间隙过大,以免螺母在套筒中偏心,影响丝杠移动的灵活性,因此相配件螺母 6 外圆柱面的公差带确定为 h6。故该配合确定为 $\phi 30\text{H}7/\text{h}6$ 。

(3) 套筒 3 上长槽与定位块 4 侧面的配合 由图中结构分析,此处配合起导向作用,但不影响机床加工精度,属一般要求的配合,公差等级可选用 IT9、IT10。定位块 4 的宽度按平键标准,为基轴制配合,取公差带为 h9;考虑长槽与套筒轴线有歪斜,故采用较松配合,长槽公差带为 D10。此处配合应为 $\phi 12\text{D}10/\text{h}9$ 。

(4) 丝杠 5 轴颈与后盖 8 内孔的配合 选用基孔制配合,根据丝杠在传动中的作用,该配合为重要配合部位,应选内孔公差等级为 IT7,公差带为 H7;遵循工艺等价原则,丝杠 5 轴颈公差等级确定为 IT6。由于丝杠可在后盖 8 内孔中转动,故选定丝杠 5 轴颈公差带为 g6。该配合为 $\phi 20\text{H}7/\text{g}6$ 。

(5) 后盖 8 凸肩与尾座体 2 孔的配合 由于此处配合面较短,尾座体 2 孔按 H6 加工,孔口易做成喇叭状,因此相配件后盖 8 凸肩选用公差带 js5,即可满足使用要求,实际配合是有间隙的。装配时,此间隙可使后盖 8 窜动,以补偿偏心误差,使丝杠轴能够灵活转动。此处配合为 $\phi 60\text{H}6/\text{js}5$ 。

(6) 手轮 9 孔与丝杠 5 轴端的配合 由于手轮 9 通过半圆键带动丝杠一起转动,考虑装拆方便并避免手轮 9 在丝杠 5 轴端上晃动。故此处配合应选 $\phi 18\text{H}7/\text{js}6$ 。

(7) 手柄 11 孔与偏心轴 10 的配合 因手柄 11 通过销转动偏心轴 10,装配时,销与偏心轴 10 配合。配合前要调整手柄 11 处于紧固位置,同时偏心轴 10 也处于偏心向上的位置。

此处配合既有定位要求又需调整方便, 配合不能有过盈。故该配合应为 $\phi 19H7/h6$ 。

(8) 偏心轴 10 两轴颈与尾座体 2 上两支承孔的配合 该配合应能使偏心轴 10 在尾座两支承孔中转动。考虑偏心轴 10 两轴颈和尾座两支承孔可能分别产生同轴度误差, 故采用间隙较大的间隙配合。因此这两处的配合分别选择 $\phi 35H8/d7$ 和 $\phi 18H8/d7$ 。

(9) 偏心轴 10 偏心圆柱面与拉紧螺钉 12 的配合 此处配合没有其他要求, 主要考虑装配方便, 故采用较大间隙的配合 $\phi 26H8/d7$ 。

(10) 夹紧套 20 外圆柱面与尾座体 2 槽孔的配合 考虑夹紧手柄 21 放松后, 夹紧套易于退出, 便于套筒 3 移动, 此处配合应选间隙较大的配合 $\phi 32H8/e7$ 。

第三节 尺寸极限与配合的正确标注

一、尺寸极限与配合的标注

尺寸极限与配合的注法应执行相应的国家标准。

1. 公差带代号

孔、轴公差带代号由其基本偏差代号和公差等级数字组成。孔公差带代号如 H7、F8、M6、R5 等。轴公差带代号如 h7、f8、m6、r5 等。

2. 配合代号

配合代号由孔和轴的公差带代号组成, 用分数形式表示, 分子为孔公差带代号, 分母为轴公差带代号。例如, H8/f8、H7/m6、F8/h8、M7/h6 等。

3. 在装配图上的标注方法

在装配图的孔、轴配合处, 应标出其配合代号, 如图 5-7 所示, 也可附注极限偏差数值。但滚动轴承内圈与轴颈的配合, 外圈与箱体孔的配合, 不需标出轴承的公差带代号, 只标出轴颈和箱体孔的公差带代号, 如图 5-1 所示。这是因为滚动轴承是标准部件, 由专业厂家生产制造, 不需要用户另行加工, 它的尺寸精度另有专门的标准规定。

4. 在零件图上的标注方法

在零件图上只标出零件的公差带代号, 或极限偏差数值, 或两者同时标注, 此时上、下偏差数值标在公差带代号后面, 并用括号括上, 如图 5-8 所示。需指出, 用极限偏差数值标注时, 应注意以下几点:

1) 用极限偏差数值标注时, 上、下偏差数值的小数点必须对齐, 小数点后的位数也必须相同。

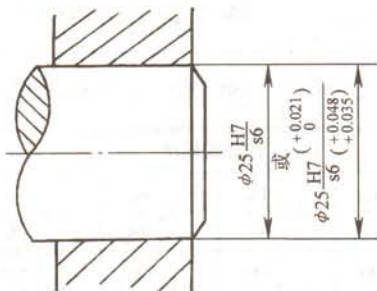


图 5-7 孔、轴公差带在装配图上的标注

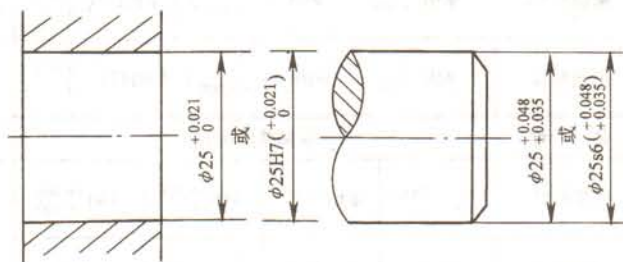


图 5-8 孔、轴公差带在零件图上的标注

2) 当上偏差或下偏差为零时, 该零必须用数字“0”标出, 不得省略, 并与下偏差或上偏差数值小数点前的个位数对齐。

3) 当零件极限偏差相对于基本尺寸对称配置时, 偏差只需注写一次, 如 $\phi 50 \pm 0.031\text{mm}$ 。

4) 在同一基本尺寸的表面, 若具有不同的配合, 即尺寸的极限偏差不同时, 应用细实线分开, 如图 5-9 所示。

5) 若单一要素遵循包容要求时, 应在尺寸公差带代号或其极限偏差后加注符号“(E)”, 如图 5-10 所示。

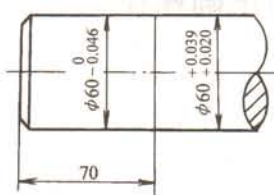


图 5-9 同一表面不同极限偏差的标注

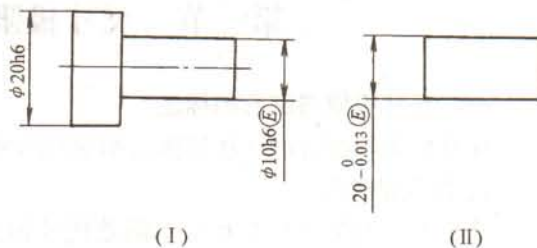


图 5-10 包容要求的注法

二、尺寸极限与配合的错误标注

尺寸极限与配合的错误标注如下:

- 1) 公差数值的错误标注。
- 2) 极限偏差数值的错误标注。
- 3) 零偏差未标出及其错误标注。
- 4) 配合的错误标注。
- 5) 尺寸公差没有与形位公差及表面粗糙度参数值协调一致。

一般情况下, 尺寸精度越高, 形位精度也越高, 该表面的粗糙度参数值 (R_a) 相应越小。正确标注与错误标注的对照列于表 5-8 中。

表 5-8 正确标注与错误标注的对照

名 称	公差值的标注				极限偏差的标注			
错误标注	$\phi 10_{-0.008}^0$	$\phi 10h\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.008 \end{smallmatrix}\right)$	$\phi 30H7\left(\begin{smallmatrix} +21 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$	$\phi 20_{+0.033}^0$	$\phi 50_{-0.030}^{-0.041}$	$\phi 40_0^{+0.025}$		
正确标注	$\phi 10_{-0.006}^0$	$\phi 10h6\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.009 \end{smallmatrix}\right)$	$\phi 30H7\left(\begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$	$\phi 20_0^{+0.033}$	$\phi 50_{-0.041}^{-0.030}$	$\phi 40_0^{+0.025}$		
名 称	零偏差的标注				配合的标注			
错误标注	$\phi 20_{-0.052}^0$	$\phi 30_{+0.084}^0$	$\phi 18_{+0}^{+0.018}$	$\phi 30_{-0.033}^{+0.000}$	$\phi 16 \frac{H_{10}}{f_9}$	$\phi 25 \frac{H_6}{n_7}$	$\phi 32 \frac{H_6}{m_5}$	$\phi 20 \frac{r_6}{H_7}$
正确标注	$\phi 20_{-0.052}^0$	$\phi 30_{+0}^{+0.084}$	$\phi 18_0^{+0.018}$	$\phi 30_{-0.033}^0$	$\phi 16 \frac{H_9}{f_9}$	$\phi 25 \frac{H_7}{n_6}$	$\phi 32 \frac{H_6}{m_5}$	$\phi 20 \frac{H_7}{r_6}$

错误情况的说明:

- 1) $\phi 10\text{mm}$ 没有 0.008mm 的标准公差。应在 $>6 \sim 10\text{mm}$ 尺寸段内, 查出其公差为 0.006mm 或 0.009mm 。
- 2) 极限偏差的数值应上偏差大于下偏差, 反之, 则是错误的标注。
- 3) 极限偏差数值为零时必须标出。
- 4) 国际规定低于 8 级的孔、轴应选同级配合; 高于或等于 7 级时, 一般规定孔比轴的公差等级低一级; 公差等级数字应与基本偏差代号并齐; 孔的公差带代号应写在分子上, 轴的公差带代号应写在分母上。

第六章 形位精度设计

第一节 形位公差项目的选择

在设计机械产品时,是否正确选择形位公差项目及其公差值,将会直接影响零件的使用功能、产品质量、生产效率与制造成本。因此,形位公差项目的选择应根据零件的结构特征、使用功能、检测条件及经济性等方面,经综合分析后决定。

一、未注形位公差的选择

根据零件的结构特点和功能要求,对零件使用性能影响不大而能由尺寸公差控制的形位公差项目,或者使用经济的加工工艺和加工设备能达到所需的形位公差精度,则应不再标注这些形位公差项目,即按未注形位公差处理。这样可以简化图样标注内容。

例如,一台使用较长时间的升降台铣床,其现有的工作精度为:加工 $100\text{mm} \times 500\text{mm}$ 的平面所产生的平面度误差为 0.04mm 。若某零件的上表面 $100\text{mm} \times 500\text{mm}$,要求平面度误差不大于 0.10mm ,则选用这台铣床即能保证上述要求,此时这项平面度公差不必标注在图样上。

二、根据零件的几何特征选择公差项目

零件的几何形状特征是选择形位公差项目的基本依据,而零件加工误差出现的形式又与零件的几何特征有密切联系。如圆柱形零件会出现圆柱度误差,平面零件会出现平面度误差,凸轮类零件会出现轮廓度误差,阶梯轴、孔会出现同轴度误差,键槽会出现对称度误差等。

关联要素相对于基准的几何关系是选择位置公差项目的基本依据。因此,形位公差项目的选择应充分考虑零件的几何特征。

三、根据零件的功能要求选择公差项目

机械产品性能的优劣往往取决于组成机器的各个零件,而那些承担主要功用的零件,其表面或部位的形位误差将会影响整台机器的使用性能。因此,需对它们规定合理的形位公差。不同机器、不同零件的功能要求种类繁多,下面从几个主要方面加以讨论。

1. 保证零件的工作精度

为了保证零件的工作精度而选择不同的公差,现举例如下:

1) 机床导轨的功用是支承滑板并导向,若导轨面沿长度方向的素线有直线度误差,将会影响导轨的导向精度,使刀架在滑板的带动下作不规则的直线运动。由于刀架在进给运动中的抖动,使车刀的吃刀深度不均,这会导致完工零件出现形状误差。为了保证机床的工作精度,必须对导轨规定如图 6-1 所示的直线度公差。

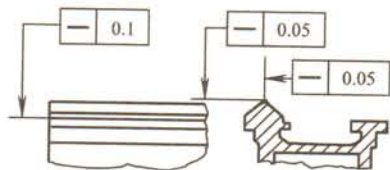


图 6-1 机床导轨的直线度公差

2) 滚动轴承内、外圈及滚动体的形状误差,会影

响轴承的回转精度，应对其给出圆度或圆柱度公差。

3) 在齿轮箱体中，安装齿轮副的两孔轴线如果不平行，将会影响齿轮副的接触精度和齿侧间隙的均匀性，降低承载能力，故对其规定轴线的平行度公差等等。

4) 机床工作台面和夹具定位面都是定位基准面，其形状误差将影响零件的加工精度，故应规定平面度公差。

5) 高速旋转的齿轮和飞轮，其外圆对基准孔不同轴，则工作时会产生较大的离心力，降低运动精度，因此应给出径向圆跳动公差。

6) 凸轮顶杆机构中，凸轮轮廓曲线是根据从动杆所要求的运动规律而设计的，凸轮轮廓曲线的形状误差将影响从动杆运动规律的准确性，应该给出线轮廓度公差。

2. 保证联接强度和密封性

如气缸盖与缸体之间由两平面贴合在一起，两者要求有较好的联接强度和很好的密封性，所以，应对这两个相互贴合的平面给出平面度公差。另外，在孔、轴过盈配合中，圆柱面的形状误差会影响整个结合面上的过盈量，降低联接强度，因而应规定圆度或圆柱度公差。

3. 减少磨损，延长零件使用寿命

在有相对运动的孔、轴间隙配合中，内、外圆柱面的形状误差会影响两者的接触面积，造成零件早期磨损失效，降低零件使用寿命，应对圆柱面规定圆度、圆柱度公差。对滑块等作相对运动的平面，则应给出平面度公差要求。此外，图 2-25 所示曲轴零件， d_2 轴颈与连杆大头孔组成有相对运动的间隙配合，该轴颈的圆柱度误差及它与两轴颈 d_1 公共轴线的平行度误差，都会使大头孔与曲轴之间的接触面积减少，磨损加快，从而降低使用寿命。故给出了 d_2 轴颈的圆柱度公差和其相对于 A—B 基准的平行度公差。

四、正确应用形位公差的控制功能选择形位公差项目

各项形位公差的控制功能各不相同，有单一控制项目，如直线度、圆度、线轮廓度等；也有综合控制项目，如圆柱度、同轴度、位置度及跳动等。选择形位公差项目时，应认真考虑它们之间的关系，在保证零件使用要求的前提下，尽量减少图样的形位公差项目，充分发挥综合控制项目的职能。对于同一被测要素，当标出综合形位公差项目能满足功能要求时，一般不必再规定另一些项目的形位公差。只有在综合项目不能充分满足零件的功能要求时，才需要对该要素提出进一步的公差要求，即标出另一项与之相关的形位公差，如图 2-31 所示。需要指出，两项公差的数值自然是一大一小（即进一步控制的公差应小于综合控制的公差），否则，其中必有一项标注是多余的。因此，对某被测要素规定了圆柱度公差时，一般就不再规定圆度公差；规定了定向公差通常就不再规定与之有关的形状公差。

五、充分考虑检测的方便性

检测方法是否简便，将直接影响零件的生产效率和成本，所以，在满足功能要求的前提下，尽量选择检测方便的形位公差项目。

图 6-2 所示为一顶尖轴，莫氏锥体是该轴的安装基准， d_2 外圆柱面和端面 B 是装卡零件的定位基准。为使被加工零件和该轴同步转动时平稳（不晃动），以便提高零件的加工精度，

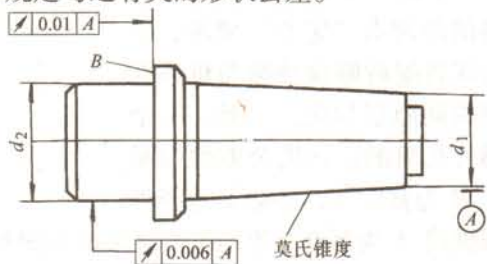


图 6-2 顶尖轴的形位公差项目选择

需对 d_2 外圆柱面和端面 B 分别提出相对锥体的同轴度和垂直度要求,但因检测不便,则选择径向圆跳动代替同轴度公差;另因端面 B 的面积较小,形状误差不会太大,故可用端面圆跳动代替垂直度公差。

应当注意:径向圆跳动是同轴度误差与圆柱面形状误差的综合结果,给出的跳动公差值应略大于同轴度公差,否则会要求过严。由于端面全跳动与端面垂直度的公差带完全相同,当被测表面面积较大时,可用端面全跳动代替端面垂直度公差。

图 6-3 所示零件功能,要求对 d 外圆柱面给出圆柱度公差。图 6-3a 的标注必须用圆度仪测量,且方法比较复杂。为了便于检测,目前工厂大多采用图 6-3b 的标注,这样可分别测量圆度和直线度误差,两者之和不大于圆柱度公差即认为该工件合格。至于两者的公差值大小,可根据具体情况决定。

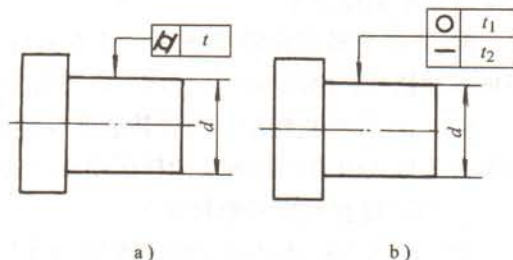


图 6-3 两种公差标注

a) 综合公差标注 b) 单项公差标注

第二节 基准的选择

对于位置公差必须给出基准。基准是设计、加工、装配与检验零件被测要素的方向和位置的参考对象。因此,合理选择基准才能保证零件的功能要求和工艺性及经济性。

一、选择基准应考虑的主要问题

基准选择的主要任务,就是要根据零件的功能要求和零件上各部位要素间的几何关系,正确选择基准部位,确定所需基准的数量,并依据零件的使用、装配要求选定最优的基准顺序。零件上任一要素都可选作基准,主要考虑以下几个方面。

1. 基准部位的选择原则

1) 根据零件的功能要求及被测要素的几何关系选择基准部位。如图 6-4b 所示为一圆盘零件,图 6-4a 表示该零件装配时要与机体内孔相配合,零件上的三个螺钉孔组相对零件的外圆有“定心”要求,以确保装配后圆盘外圆与机体孔壁的间隙很均匀。因此,三个螺钉孔组的位置度公差除以平面 B 为基准外,还必须选择外

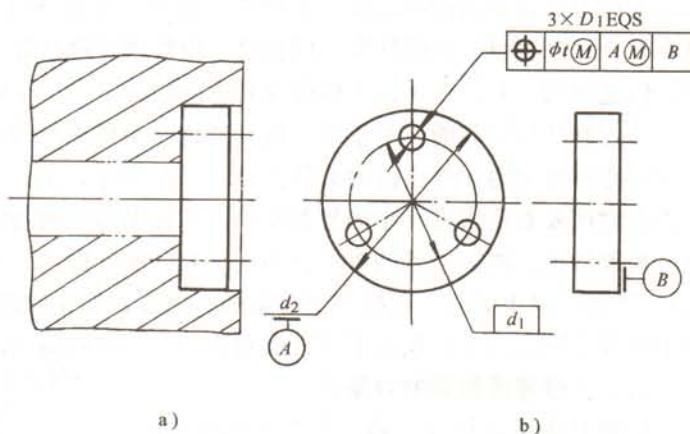


图 6-4 基准部位选择之一

a) 装配图 b) 零件图

圆轴线 A 为基准,否则将不能保证装配互换的要求。图 6-5a 所示为零件贮运过程中用的保护堵盖,三孔组相对于外圆轴线的整体偏移并不影响装配互换,因为只要三孔组相互间保持一定的位置精度就能保证。所以,没有必要再选择外圆轴线作为基准。如果改变机体和圆

形件的结构后,按图 6-6a 所示的方式装配,则三孔组除平面基准 B 外,还需选择凸台外圆轴线 C 作为位置度公差基准(图 6-6b)。

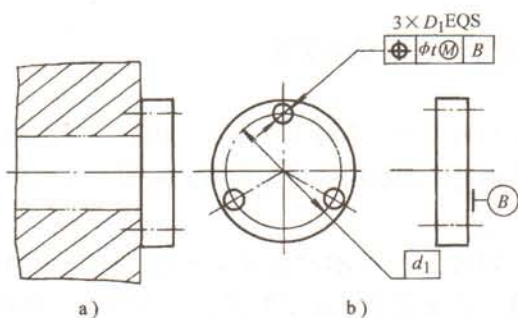


图 6-5 基准部位选择之二

a) 装配图 b) 零件图

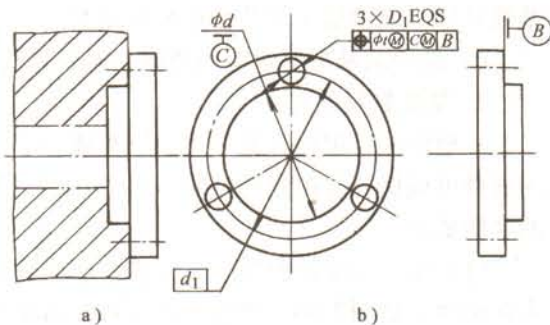


图 6-6 基准部位选择之三

a) 装配图 b) 零件图

2) 相配零件应选择相互配合或相互接触的表面作为各自的基准,以确保零件装配后的功能要求。如图 6-7 所示螺栓孔的位置度公差标注,为保证结合面密封和装配互换的要求,通常选择相配零件的结合端面 A 为第一基准,保证螺栓孔垂直于端面 A ,使安装后的两端面紧密结合,以防止泄露;另外,选择相互配合圆柱面的轴线 B 为第二基准,既能保证螺栓的可装配性,又使两零件装配基准重合,并使两零件上四孔组的公差带的位置完全对齐或重合,从而提高了设计精度,也方便了装配。

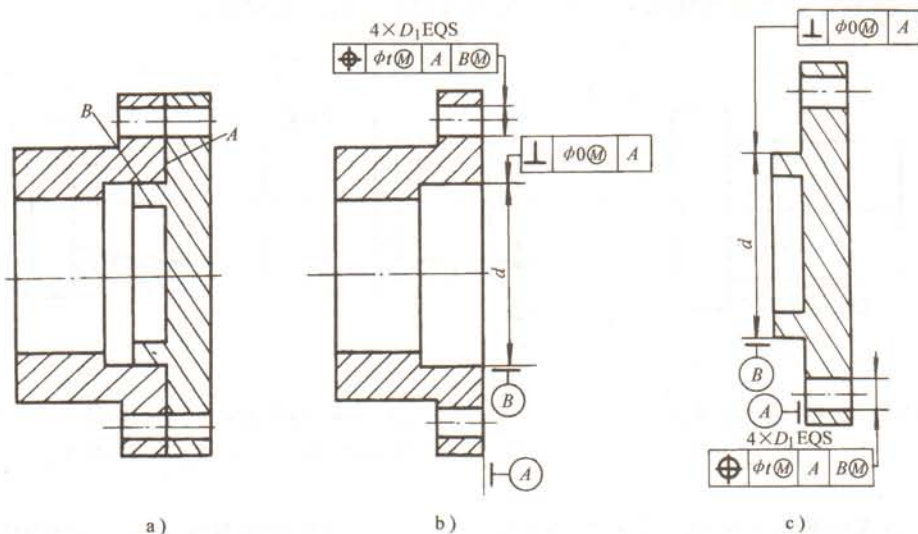


图 6-7 相配零件基准的选择

a) 装配图 b) 机体件基准的选择 c) 端盖基准的选择

3) 应遵守基准统一原则,使设计、工艺、装配和检验基准一致。从加工、检测的要求考虑,尽可能选择在夹具、检具中定位的要素作为设计基准,以保证加工精度,减小测量误差,简化夹具与检具的设计。

4) 基准要素应具有足够的刚度和大小, 以便起到稳定、准确的定位作用。

5) 若必须以铸件、锻件、焊接件等粗糙表面作基准时, 应选择最稳定的要素, 或采用基准目标, 或增加工艺凸台作基准要素。

6) 选择的基准要素应当明确, 避免重复与混淆, 且应易于实现。

2. 基准数量的选择

一般情况, 定向公差只需一个基准, 定位公差则需要一个或多个基准。因此, 基准数量的选择可根据公差项目的定向、定位几何关系来确定, 即取决于被测要素的理想方位和零件的功能要求。

(1) 按被测要素的理想方位确定基准数量 如图 6-8 所示的垂直度公差, 是以 d 轴线为基准的, 被测平面的理想平面与基准轴线垂直, 这就完全确定了两者的方向关系, 因此, 只需选用这一个基准即可。

(2) 按零件使用功能确定基准数量 有时尽管是同一公差项目, 因功能要求不同, 则基准数量的选择也不同, 如第二章图 2-23 所示的零件, 若左面凸台的中心平面仅垂直于基准 B 即可满足功能要求的话, 则有一个基准 B 就足够了; 若还需同时垂直于键槽的中心平面 C 才能满足功能要求, 则此时该项垂直度公差必须有两个基准, 即基准 B 和基准 C 。

图 6-9 所示为采用双基准的斜向圆跳动, 按定义, 锥面的斜向圆跳动是对基准轴线 D 而言的, 但由于圆柱面 d 的长度较短, 使得加工与测量仅以该段圆柱面定位很不稳定, 况且这样只能保证圆柱面 d 的配合, 而不能保证端面 C 的紧密贴合, 故主要以端面 C (为第一基准) 定位, 短圆柱 d (基准轴线 D 为第二基准) 定心, 如此确定的圆锥面轴线首先是与端面 C 垂直, 其次是与轴线 D 同轴, 从而实现零件的功能要求。

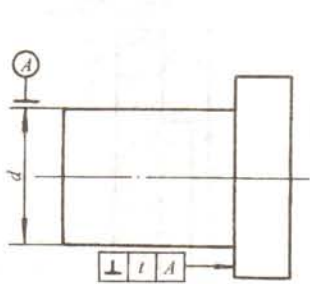


图 6-8 端面的垂直度基准

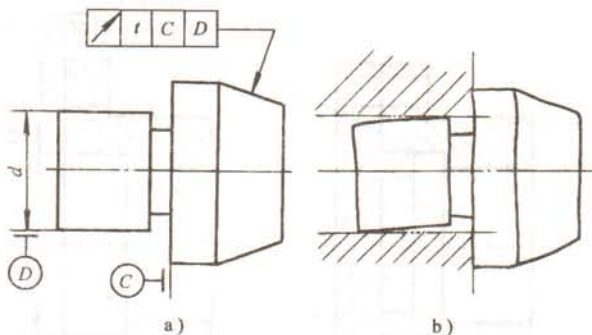


图 6-9 双基准的斜向圆跳动

a) 锥体的图样标注 b) 锥体零件的配合

对于许多位置公差项目, 除按其公差项目的几何条件确定的基准之外, 在有附加的定位或定向要求时, 还需增选其他基准。

总之, 基准数量的确定应从实际情况出发, 在满足功能要求的前提下, 尽量减少基准, 以便于加工和检测。

3. 基准顺序的确定

在多基准选择时, 必须慎重确定基准的顺序。基准的顺序正确与否, 直接影响零件的装配质量和性能, 甚至会影响到零件的加工工艺和工装的结构设计。基准顺序的确定依据

是零件的结构特点及装配和使用要求。

图 6-7c 所示端盖的基准顺序是端面 A 为第一基准, 轴线 B 为第二基准, 这样, 则可保证安装后接触面 A 紧密贴合, 满足密封性要求。但是若选择轴线 B 为第一基准, 端面 A 为第二基准 (图 6-10), 则加工的四个螺钉孔的轴线相对 d 轴线的位置度要求首先得到保证, 而装配时, 基准面 A 与 d 轴线不垂直, 使两接触端面不能充分贴合, 导致密封性要求得不到保证。

二、同一零件上基准体系的选择

在同一零件上往往有若干项位置公差要求, 不同的被测要素可以选择不同的基准体系, 也可以选择相同的基准体系, 还可以使选择的不同基准体系具有一个共同的基准, 即选择相互联系的基准体系。但是在同一个零件上, 同一被测要素的位置公差只能构成一个三基面体系。选择同一零件上不同被测要素的基准体系时, 应根据不同被测要素在零件上的功能和位置关系来确定, 尽量减少三基面体系的数量。因为基准越多, 对零件基准面的加工越多, 相应的工艺也越复杂, 势必导致成本提高。

三、任选基准的选择

任选基准适用于位置公差。对于形状完全对称的零件, 为了确保零件无论反正、上下颠倒装配仍能满足互换性要求, 设计中应选用任选基准。例如量块的两平行面、齿轮泵体的两平行面、滚动轴承的两端面, 以及某些轴颈、箱体孔之间的表面等。图 2-26 所示零件的两个要素 (端面) 的形状、尺寸和技术要求完全相同, 且从零件结构的特点也难分出被测要素和基准要素, 故应采用任选基准。但是若零件结构不对称或 (和) 技术条件不相同, 则不能采用任选基准。一般情况, 任选基准不宜用于同轴度、对称度、位置度和圆跳动公差, 因为这些位置误差的大小与基准有关, 基准的变更会使位置误差变化很大。

四、基准目标的选择

基准目标是三基面体系的实际应用和扩展。对于形状误差较大的铸、锻毛坯面, 或较粗糙表面, 使用基准目标可以提高零件的加工和检验精度, 并可以在加工、检验时保证零件的定位重复性。此外, 基准目标还可以应用于“台阶”表面或复杂曲面, 以及大尺寸表面。在基准实际要素上布置基准目标时, 一般应模拟配合零件与之相接触的位置, 以便相对于这些目标控制有关尺寸和公差。

图 2-29 所示的铸造零件上需要加工 D 孔。因该铸造零件表面均为粗糙的毛坯面, 所以建立基准目标的三基面体系。确定第一基准 A 由三个面目标构成; 第二基准 B 由两个线目标构成; 第三基准 C 由一个点目标构成。这样的基准选择可以保证在装配、加工、检验过程中, 零件定位的较好重复性并节省制造成本。

基准目标应用时注意如下:

- 1) 应有足够的视图清楚地描述所选基准目标。
- 2) 指定的基准目标必须与三基面体系相吻合。对于第一基准应指定三个目标, 第二基

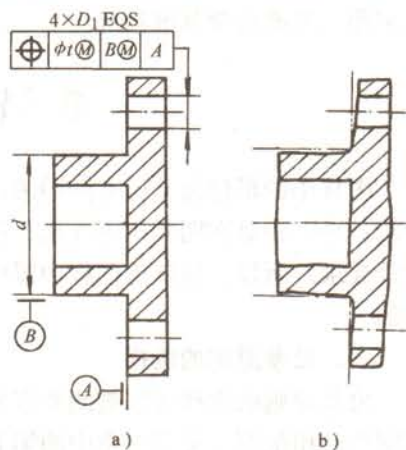


图 6-10 不正确的基准顺序

a) 端盖的图样标注 b) 完工端盖

准应指定两个目标,第三基准应指定一个目标。

3) 点目标、线目标和面目标的选择,取决于零件表面面积和加工、检测时的稳定性。

4) 当零件上存在机加工表面时,允许第一基准选择机加工过的整个表面作为基准,第二和第三基准选择基准目标。

第三节 形位公差值的选择

图样中的形位公差值有两种表示方法:一种是用框格标注法,对被测要素给出形位公差要求;另一种是在图样中不注出,但应遵守未注公差要求。这两种方法都能体现形位公差的设计要求。所以,应认为图样中零件的每一要素,不论注出公差框格与否均是有形位公差要求的。

一、公差原则的选择

公差原则的选择应以被测要素的功能要求,可行性与经济性为主要依据,并考虑各公差原则的应用范围(见第二章中的第五节有关内容)。

二、形位精度等级的确定

形位精度的高低是用公差等级数字的大小来表示的。除线、面轮廓度和位置度外,国家标准对其余十一项均有规定。一般划分为十二级,即1级、2级、…、12级,等级依次降低。其中圆度、圆柱度在1级前增加一个0级,以适应精密零件的需要。

形位精度等级的确定,应在满足零件功能要求的前提下,尽可能选用较低的公差等级,并考虑加工的经济性,以及结构、刚性等具体情况。表6-1至表6-4列出了部分形位公差等级的适用场合,以供设计者类比参考。形位精度的高低,可根据设计要求对照表中应用举例来确定,且应满足精度优化原则。

表 6-1 直线度、平面度公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5	1级平板,2级宽平尺,平面磨床的纵导轨、垂直导轨、立柱导轨及工作台,液压龙门刨床和转塔车床床身导轨,柴油机进气、排气阀门导杆
6	普通机床导轨,如卧式车床、龙门刨床、滚齿机、自动车床等的床身导轨、立柱导轨,柴油机壳体
7	2级平板,机床主轴箱、摇臂钻床底座和工作台,镗床工作台,液压泵盖,减速器壳体结合面
8	机床传动箱体,交换齿轮箱体,车床滑板箱体,柴油机气缸体,连杆分离面,缸盖结合面,汽车发动机缸盖、曲轴箱结合面,液压管件和法兰连接面
9	3级平板,自动车床床身底面,摩托车曲轴箱体,汽车变速器壳体,手动机械的支承面

表 6-2 圆度、圆柱度公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5	一般计量仪器主轴、测杆外圆柱面,陀螺仪轴颈,一般机床主轴轴颈及主轴轴承孔,柴油机、汽油机活塞、活塞销,与6级滚动轴承配合的轴颈
6	仪表端盖外圆柱面,一般机床主轴及前轴承孔,泵、压缩机的活塞、气缸,汽油发动机凸轮轴,纺机锭子,减速器转轴轴颈,高速船用柴油机、拖拉机曲轴主轴颈,与6级滚动轴承配合的外壳孔,与0级滚动轴承配合的轴颈

(续)

公差等级	应 用 举 例
7	大功率低速柴油机曲轴轴颈、活塞、活塞销、连杆、气缸, 高速柴油机箱体轴承孔, 千斤顶或压力油缸活塞, 机车传动轴, 水泵及通用减速器转轴轴颈, 与 0 级滚动轴承配合的外壳孔
8	大功率低速发动机曲轴轴颈, 压气机连杆盖、连杆体, 拖拉机气缸、活塞, 炼胶机冷铸轴辊, 印刷机传墨辊, 内燃机曲轴轴颈, 柴油机凸轮轴承孔、凸轮轴, 拖拉机、小型船用柴油机气缸套
9	空气压缩机缸体, 液压传动筒, 通用机械杠杆与拉杆用套筒销子, 拖拉机活塞环、套筒孔

表 6-3 平行度、垂直度、倾斜度、端面跳动公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
4, 5	卧式车床导轨、重要支承面, 机床主轴轴承孔对基准的平行度, 精密机床重要零件, 计量仪器、量具、模具的基准面和工作面, 机床主轴箱体重要孔, 通用减速器壳体孔, 齿轮泵的轴孔端面, 发动机轴和离合器的凸缘, 气缸支承端面, 安装精密滚动轴承的壳体孔的凸肩
6, 7, 8	一般机床的基准面和工作面, 压力机和锻锤的工作面, 中等精度钻模的工作面, 机床一般轴承孔对基准的平行度, 变速器箱体孔, 主轴花键对定心表面轴线的平行度, 重型机械滚动轴承端盖, 提升机、手动传动装置中的传动轴, 一般导轨, 主轴箱体孔, 刀架、砂轮架、气缸配合面对基准轴线及活塞销孔对活塞轴线的垂直度, 滚动轴承内、外圈端面对轴线的垂直度
9, 10	低精度零件, 重型机械滚动轴承端盖, 柴油机、煤气发动机箱体曲轴孔、曲轴轴颈, 花键轴和轴肩端面, 带式运输机法兰盘等端面对轴线的垂直度, 手动提升机及传动装置中轴承孔端面, 减速器壳体平面

表 6-4 同轴度、对称度、径向圆跳动公差等级应用

公差等级	应 用 举 例
5, 6, 7	这是应用范围较广的公差等级。用于形位精度要求较高、尺寸的标准公差等级为 IT8 及高于 IT8 的零件。5 级常用于机床主轴轴颈, 计量仪器的测杆, 涡轮机主轴, 柱塞油泵转子, 高精度滚动轴承外圈, 一般精度滚动轴承内圈。7 级用于内燃机曲轴、凸轮轴、齿轮轴、水泵轴、汽车后轮输出轴, 电机转子、印刷机传墨辊的轴颈, 键槽
8, 9	常用于形位精度要求一般、尺寸的标准公差等级为 IT9 至 IT11 的零件。8 级用于拖拉机发动机分配轴轴颈, 与 9 级精度以下齿轮相配的轴, 水泵叶轮, 离心泵体, 棉花精梳机前后滚子, 键槽等。9 级用于内燃机气缸套配合面, 自行车中轴

由于要素形状的特点, 考虑到加工的工艺特点、测量条件和除主参数以外的其他参数的影响, 对于下列情况, 在满足零件功能要求的前提下, 等级应适当降低 1~2 级。

- 1) 孔相对轴。
- 2) 长径比 (L/d) 较大的孔或轴。
- 3) 宽度较大 (一般大于 $1/2$ 长度) 的零件表面。
- 4) 距离较大的分离孔或轴。
- 5) 线对线和线对面相对于面对面的定向公差, 如平行度、垂直度和倾斜度。

三、确定形位公差值应考虑的几个问题

- 1) 一般情况下, 同一要素上给定的公差值之间应遵循下列关系:

$$\text{形状公差} < \text{位置公差} < \text{尺寸公差}$$

例如, 某平面的平面度公差值, 应小于该平面对基准的平行度公差值; 而其平行度公差

值,应小于该平面与基准间的尺寸公差值。

应注意非一般情况:细长轴轴线的直线度公差会远远大于尺寸公差;位置度和对称度公差往往与尺寸公差相当;若形状公差或位置公差与尺寸公差相等,则对于同一要素可按包容要求处理。

2) 一般来讲,同一被测要素给出的定位公差应大于定向公差。

3) 综合性的公差应大于单项公差。如圆柱表面的圆柱度公差可大于或等于圆度、素线和轴线的直线度公差;平面的平面度公差应大于或等于平面的直线度公差;径向全跳动应大于径向圆跳动、圆度、圆柱度、素线和轴线的直线度,以及相应的同轴度公差。

4) 确定与标准件相配合零件的形位公差值时,不但要考虑形位公差国家标准的规定,还应遵守有关的国家标准规定。

四、形位公差值的确定

形位公差值决定了形位公差带的宽度或直径,是控制零件制造精度的直接指标。确定的公差值过小,精度保证了,但也提高了制造成本;确定的公差值过大,则能降低制造成本,但保证不了零件的功能要求,影响产品质量。因此,合理、恰当地确定形位公差值,对于保证产品功能,提高产品质量,降低制造成本是十分重要的。

1. 形位公差值的确定方法

形位公差值的确定方法通常有计算法和类比法两种。计算法是运用极限边界的概念,根据零件的功能和结构特点,通过计算确定公差值的方法。随着设计水平的不断提高和计算机的普遍应用,计算法有着广阔的应用前景。但目前一般认为该方法较复杂,实际设计中常采用类比法。类比法是根据长期积累的实践经验及有关资料,参考同类产品、类似零件的技术要求选择形位公差值的一种方法。这种方法比较简单。但有一定的盲目性,给定的形位公差值不一定是最佳值。

2. 注出形位公差值的确定

当零件的结构尺寸、形位公差项目和公差等级确定之后,还应该确定相应的主参数。如:

1) 对于轴孔类零件,均以被测要素的直径(或宽度)为主参数,但轴线的直线度公差应以被测轴线的长度作为主参数。

2) 对于平面类零件,应以平面的最长边作为主参数。

3) 对于定向公差,应以被测要素的长度作为主参数。

主参数数值确定以后,结合已确定的公差等级,就可在本章附表 6-1 至附表 6-4 中,对照查取所需的形位公差值。

3. 位置度公差的确定

用螺栓或螺钉联接两个或两个以上零件时,零件上孔的位置度公差可按下式确定:

对于螺栓联接
$$t = KX_{\min} \quad (6-1)$$

对于螺钉联接
$$t = KX_{\min}/2 \quad (6-2)$$

式中 t ——位置度公差值;

X_{\min} ——光孔与螺栓间的最小间隙;

K ——间隙利用系数。

K 的取值如下:当装配不需借助螺栓或螺钉与光孔之间的间隙进行调整时, $K=1$;当

要求螺栓或螺钉与光孔之间的间隙有一部分是用来进行装配调整时, $K=0.6\sim 0.8$ 。

用以上两公式计算的位置度公差值, 需要按附表 6-5 提供的数系圆整。由于轮廓度的误差规律比较复杂, 其公差值目前国家标准尚未作出统一规定。

4. 未注形位公差值的确定

未注公差值是基于工厂的通用设备和惯用的工艺方法而提出的。为使工程图样简明清晰, 一般机床加工能保证的形位精度可不必在图样上注出形位公差。图样上没有用公差框格或文字说明给出形位公差要求的要素, 并不意味着对形位公差没有要求, 其形位精度应按如下规定执行:

1) 直线度和平面度的未注公差值见表 6-5。表中基本长度对于直线度是指其被测长度; 对于平面度则指表面较长一侧的长度; 对于圆平面则指其直径。H、K、L 为未注公差的三个公差等级 (H 公差等级最高, L 公差等级最低)。

表 6-5 直线度和平面度的未注公差值

(单位: mm)

公差等级	基本长度范围					
	≤ 10	$>10\sim 30$	$>30\sim 100$	$>100\sim 300$	$>300\sim 1000$	$>1000\sim 3000$
H	0.02	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
K	0.03	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
L	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6

2) 圆度的未注公差值为其相应的直径公差值。但不能大于表 6-6 中径向圆跳动值。因为圆度误差会直接反映到径向圆跳动值中, 但仅是径向圆跳动的一部分。未注同轴度和对称度的基准, 应选用稳定支承面、较长轴线和较大平面作为基准。

3) 圆柱度误差由圆度、轴线直线度、素线直线度和素线平行度综合形成。其中每一项误差由它们的注出公差或未注公差控制。如因功能要求, 圆柱度需小于圆度、轴线直线度、素线直线度、素线平行度的综合反映时, 应在图样中用框格注出。

表 6-6 圆跳动的未注公差值

公差等级	圆跳动公差值/mm
H	0.1
K	0.2
L	0.5

4) 平行度的未注公差值, 等于其相应的尺寸公差值, 或等于其平面度或直线度的未注公差值, 取两者中数值较大者。两个要素中取较长者作为基准, 较短者作为被测要素。如两要素长度相等, 则可取任一要素作为基准要素。

5) 垂直度的未注公差值见表 6-7。形成直角的两要素中的较长者作为基准要素, 较短者为被测要素。如两者长度相等, 则可取任一要素作为基准要素。

6) 对称度的未注公差值见表 6-8。两要素中较长者作为基准要素。如两要素长度相等, 则可取任一要素作为基准要素。对称度的未注公差值用于至少两个要素中有一个是中心平面、或者是轴线互相垂直的两要素。

表 6-7 垂直度的未注公差值

(单位: mm)

公差等级	基本长度范围			
	≤ 100	$>100\sim 300$	$>300\sim 1000$	$>1000\sim 3000$
H	0.2	0.3	0.4	0.5
K	0.4	0.6	0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

表 6-8 对称度的未注公差值

(单位: mm)

公差等级	基本长度范围			
	≤ 100	$>100\sim 300$	$>300\sim 1000$	$>1000\sim 3000$
H	0.5			
K	0.6		0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

7) 同轴度误差会直接反映到径向圆跳动值中。但径向圆跳动除包括同轴度误差外,还包括圆度误差。因此在极限情况下,同轴度误差值可取表 6-6 中的径向圆跳动值。

8) 圆跳动包括径向、端面和斜向圆跳动的未注公差值,见表 6-6。对于圆跳动未注公差值,应选择设计给出的支承表面作为基准要素。如无法选择支承面,则对于径向圆跳动应取两要素中较长者为基准要素。如两要素相等,则取任一要素即可。对于端面和斜向圆跳动,其基准必然是其支承轴线。

9) 其他各项形位公差的未注公差值。线、面轮廓度的未注公差值受其尺寸公差限制;倾斜度未注公差值由其角度公差限制;位置度未注公差值由其相应的各项形状和位置公差的未注公差值及尺寸公差值限制;全跳动未注公差值由其相应的圆跳动及各项形状和位置的未注公差值共同限制。

具体选用哪一级别,可根据企业的产品特点、精度状况及本企业的工艺设备条件,由企业标准作出规定,并在图样的标题栏中或技术要求中注出。如企业对产品的未注公差已用企业标准的形式规定,则不必在图样中再加说明。未注公差值的标注方法为

GB/T 1184—×

此处“×”为所选用的未注公差的公差等级。一般情况下,同一系列产品的同类零件应采用相同的等级。如有特殊要求,则应在图样中标明。

未注形位公差的要素一般不需要作通过性检查,但要作首检和抽检,并以上述规定为仲裁依据。当零件要素的形位误差值超出未注公差值时,是否拒收,要视其是否使零件功能受到损害而定。如超差,但并不损害功能,则不应拒收。

五、形位精度设计举例

【例 6-1】 图 6-11 是功率为 5kW 的一级圆柱齿轮减速器的输出轴,该轴转速为 83r/min,其结构特征、使用要求及各轴颈的尺寸精度均已确定。要求对其进行形位精度的设计。

解 形位精度设计可分下列步骤进行:

(1) 形位公差项目的选择 从结构特征上分析,该轴存在有同轴度、圆跳动、全跳动、直线度、对称度、圆度、圆柱度和垂直度等八个项目。从使用要求分析,轴颈 $\phi 45\text{mm}$ 和 $\phi 56\text{mm}$ 处与齿轮或联轴器内孔配合,以传递动力,因此需要控制轴颈的同轴度、跳动和轴线的直线度误差;轴上两键槽处均需控制其对称度误差; $\phi 55\text{mm}$ 轴颈与易于变形的滚动轴承内圈配合,因此需要控制圆度和圆柱度误差; 65mm 两端轴肩处分别是齿轮和滚动轴承的止推面,需要控制端面对轴线的垂直度误差。从检测的可能性和经济性来分析,对于轴类零件,可用径向圆跳动公差代替同轴度和轴线的直线度公差;用圆度代替圆柱度;用端面圆跳动代替垂直度公差。这样,该轴最后确定的形位公差项目仅有径向和端面圆跳动、对称度和圆柱度。

(2) 基准的选择 应以该轴安装时两 $\phi 55\text{mm}$ 轴颈的公共轴线作为设计基准;而轴颈 $\phi 45\text{mm}$ 和 $\phi 56\text{mm}$ 的轴线分别是其轴上键槽对称度的基准。

(3) 公差原则的选择 根据各原则的应用范围,考虑到 $\phi 45\text{mm}$ 、 $\phi 55\text{mm}$ 和 $\phi 56\text{mm}$ 各轴颈处,应保证配合性质要求,故均采用包容要求,即在其尺寸公差带代号后标注 \textcircled{E} 。

(4) 形位精度的等级确定 可按类比法查表 6-4,参考公差等级应用举例来确定:齿轮传动轴的径向圆跳动公差为 7 级;对称度公差按单键标准规定一般选 8 级;轴肩的端面圆

跳动公差和轴颈的圆柱度公差,可根据滚动轴承的公差等级从表 7-4 中查得,对于 0 级轴承,其公差值分别为 0.015mm 和 0.005mm。

(5) 形位公差值的确定 查附表 6-4, 径向圆跳动的主参数为轴颈 $\phi 45\text{mm}$ 和 $\phi 56\text{mm}$, 公差等级均为 7 级时, 则其公差值分别为 0.020mm、0.025mm; 对称度公差的主参数为被测要素键宽 14mm 和 16mm, 公差等级均为 8 级时, 则其公差值均为 0.020mm。

将以上精度设计的全部内容, 按照框格标注法合理地标注在工程图样上, 见图 6-11。

其余 $\sqrt{12.5}$

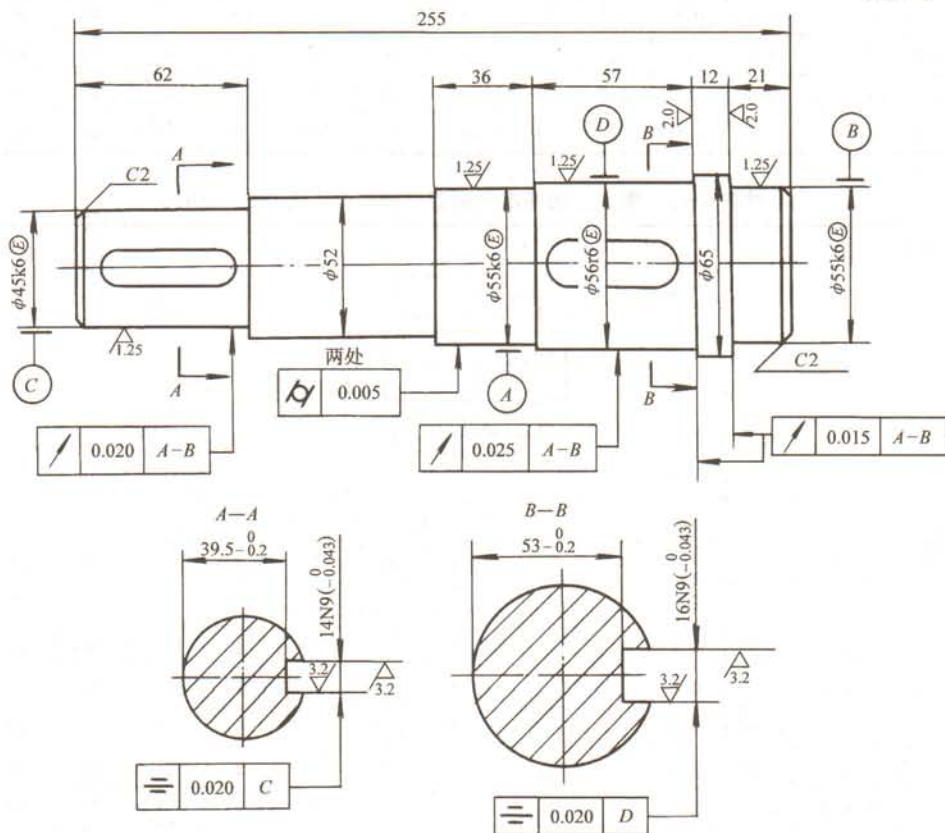
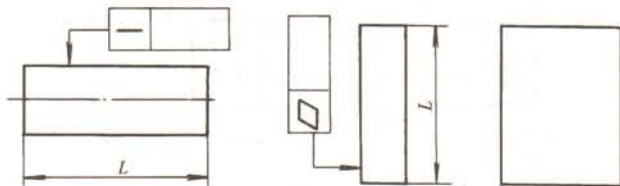


图 6-11 减速器输出轴的形位精度设计

附 表

附表 6-1 直线度、平面度公差值 (摘自 GB/T 1184—1996)

主参数图例

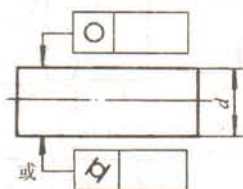


(续)

主参数 L /mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值 / μm											
≤ 10	0.2	0.4	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60
$>10 \sim 16$	0.25	0.5	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80
$>16 \sim 25$	0.3	0.6	1.2	2	3	5	8	12	20	30	50	100
$>25 \sim 40$	0.4	0.8	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120
$>40 \sim 63$	0.5	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	150
$>63 \sim 100$	0.6	1.2	2.5	4	6	10	15	25	40	60	100	200
$>100 \sim 160$	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120	250

附表 6-2 圆度、圆柱度公差值 (摘自 GB/T 1184—1996)

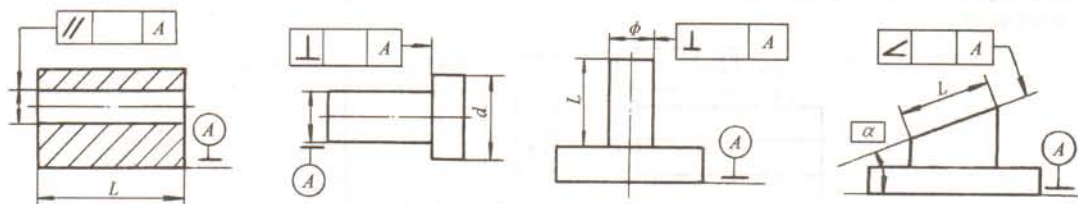
主参数图例



主参数 d /mm	公 差 等 级												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公 差 值 / μm												
≤ 3	0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25
$>3\sim 6$	0.1	0.2	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30
$>6\sim 10$	0.12	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36
$>10\sim 18$	0.15	0.25	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43
$>18\sim 30$	0.2	0.3	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52
$>30\sim 50$	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62
$>50\sim 80$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74
$>80\sim 120$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87

附表 6-3 平行度、垂直度、倾斜度公差值 (摘自 GB/T 1184—1996)

主参数图例

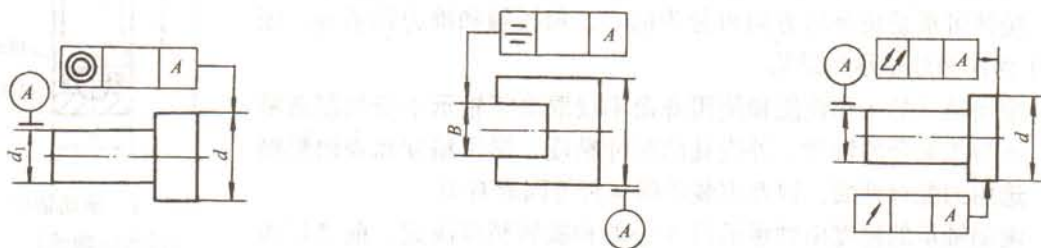


(续)

主参数 L 或 d /mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值 / μm											
≤ 10	0.4	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120
$> 10 \sim 16$	0.5	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150
$> 16 \sim 25$	0.6	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200
$> 25 \sim 40$	0.8	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250
$> 40 \sim 63$	1	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300
$> 63 \sim 100$	1.2	2.5	5	10	15	25	40	60	100	150	250	400
$> 100 \sim 160$	1.5	3	6	12	20	30	50	80	120	200	300	500

附表 6-4 同轴度、对称度、圆跳动、全跳动公差值 (摘自 GB/T 1184—1996)

主参数图例



主参数 d 、 B 或 L /mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值 / μm											
≤ 11	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60
$> 1 \sim 3$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	20	40	60	120
$> 3 \sim 6$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	12	25	50	80	150
$> 6 \sim 10$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	30	60	100	200
$> 10 \sim 18$	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	40	80	120	250
$> 18 \sim 30$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	50	100	150	300
$> 30 \sim 50$	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60	120	200	400
$> 50 \sim 120$	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80	150	250	500

附表 6-5 位置度公差值数系 (摘自 GB/T 1184—1996)

(单位: μm)

优先数系	1	1.2	1.6	2	2.5	3	4	5	6	8
	1×10^n	1.2×10^n	1.5×10^n	2×10^n	2.5×10^n	3×10^n	4×10^n	5×10^n	6×10^n	8×10^n

注: n 为整数 (包括负数), 由式 (6-1) 和式 (6-2) 求得位置度公差后, 按此表优先数圆整。

第七章 滚动轴承配合的精度设计

第一节 概 述

滚动轴承是一种标准化部件,其基本结构由内圈、外圈、滚动体和保持架所组成。滚动轴承的内圈内径 d 和外圈外径 D 是配合的公称尺寸,分别与轴颈和外壳孔配合,在负荷作用下,内、外圈以一定转速作相对转动。滚动轴承配合尺寸的互换性为完全互换,而滚动轴承的内圈内径、外圈外径与滚动体之间,由于大都采用经济的分组装配法,故通常为不完全互换。

滚动轴承的类型很多,按滚动体形状可分为球、滚子及滚针轴承;按其可承受负荷的方向可分为向心、角接触和推力轴承等。图 7-1 为深沟球轴承的结构。

滚动轴承的工作性能和使用寿命不仅取决于轴承本身的制造精度,还与相配合的轴颈、外壳孔的尺寸精度、形位精度和表面粗糙度、选用的配合性质,以及安装正确与否等因素有关。

滚动轴承的精度由轴承的尺寸公差和旋转精度决定。前者是指轴承内径 d 、外径 D 和宽度 B 等的尺寸公差;后者是指轴承内、外圈作相对转动时跳动的程度,包括轴承内、外圈的径向圆跳动、端面对滚道的圆跳动和端面对内孔的圆跳动等。

滚动轴承配合是指轴承安装在机器上,其内径与轴颈及外径与外壳孔的配合。它们的配合性质必须满足合适的游隙和必要的旋转精度要求。

1. 合适的游隙

轴承工作时,滚动轴承与套圈之间的游隙 δ_1 和轴向游隙 δ_2 (图 7-2) 的大小,都应保持在合适的范围内,以保证轴承正常运转和使用寿命。

2. 必要的旋转精度

轴承工作时,其内、外圈和端面的圆跳动应控制在允许的范围,以保证传动零件的回转精度。

由于滚动轴承具有摩擦阻力小、消耗功率少、启动容易、制造较为经济、润滑简单及更换方便等优点,所以常被成对广泛使用于现代机械中。

为了实现滚动轴承的互换性要求,我国制订了滚动轴承的公差标准,它不仅规定了滚动轴承的尺寸精度、旋转精度、测量方法,还规定了与滚动轴承相配合的轴颈和外壳孔的尺寸精度、配合、形位公差及表面粗糙度等。

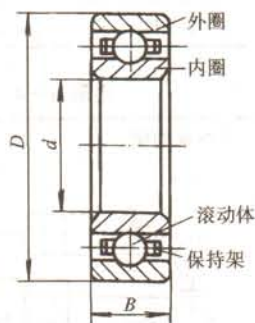


图 7-1 滚动轴承
(深沟球轴承)

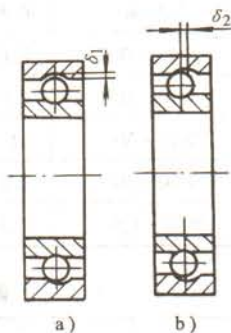


图 7-2 滚动轴承的游隙
a) 径向游隙 b) 轴向游隙

第二节 滚动轴承配合的精度设计方法

滚动轴承配合精度设计的合理与否,对保证机器的正常运转,充分发挥轴承的技术性能,延长轴承的使用寿命影响很大,所以,应以轴承的工作条件、公差等级和结构类型为依据进行精度设计。

一、滚动轴承的公差等级及其选择

1. 滚动轴承的公差等级

滚动轴承的公差等级由轴承的尺寸公差和旋转精度决定。GB/T 307.3—1996《滚动轴承通用技术规则》把向心轴承的公差等级分为2、4、5、6、0五级,圆锥滚子轴承的公差等级分为4、5、6X、0四级,它们依次由高到低,2级最高,0级最低。仅向心轴承有2级,仅圆锥滚子轴承有6X级,而无6级。

2. 滚动轴承公差等级的选择

选择轴承公差等级的主要依据,是对轴承部件提出的旋转精度和转速的高低要求。并且只有当使用0级轴承不能保证机构所要求的旋转精度时,方可选择较高精度的轴承。

0级轴承在机械制造中应用最广,常称为普通级轴承,在轴承代号标注时不予注出。它通常用于旋转精度要求不高、中等负荷、中等转速的一般机构中。如卧式车床中的变速机构、进给机构;汽车和拖拉机中的变速机构;普通电动机、水泵、压缩机和涡轮机等一般通用机械的旋转机构。

6级轴承应用于旋转精度和转速较高的旋转机构中。如卧式车床主轴的后轴承、精密机床传动轴使用的轴承。

5、4级轴承应用于旋转精度和转速高的旋转机构中。如高精度磨床和车床(卧式车床主轴的前轴承多采用5级)、精密螺纹车床和齿轮磨床等的主轴轴承。

2级轴承应用于旋转精度和转速很高的旋转机构中。如精密坐标镗床的主轴轴承、高精度齿轮磨床及数控机床中使用的轴承。

二、滚动轴承配合的基准制及其内、外径公差带的特点

1. 滚动轴承配合的基准制

滚动轴承内圈与轴颈的配合应采用基孔制,外圈与外壳孔的配合应采用基轴制,以实现完全互换。

2. 滚动轴承内、外径公差带的特点

滚动轴承内圈通常与轴一起旋转。为防止内圈和轴颈的配合面相对滑动而产生磨损,影响轴承的工作性能,因此要求配合面间具有一定的过盈,但轴承内圈是薄壁件,其过盈量不能太大。

如果作为基准孔的轴承内圈内径仍采用基本偏差代号H的公差带布置,轴颈公差带从GB/T 1801—1999的优先、常用和一般公差带中选取,则这样的过渡配合的过盈量偏小,而过盈配合的过盈量又偏大,不能满足轴承工作的需要。若轴颈采用非标准的公差带,则违反了标准化与互换性的原则。为此,国标规定:轴承内圈内径为基准孔公差带,但位于以公称内径 d 为零线的下方(图7-3),即其上偏差为零。这样即可满足轴承的使用要求。

滚动轴承外圈安装在外壳孔中,通常不旋转。考虑到工作时温度升高,会使轴热胀而产

生轴向移动, 因此两端轴承中有一端应是游动支承。可把外圈与外壳孔的配合稍微松一点, 使之能补偿轴的热胀伸长量, 否则轴会弯曲, 轴承内部可能发生卡死现象。为此, 国标规定: 轴承外圈外径公差带位于以其公称外径 D 为零线的下方 (图 7-3), 即其上偏差为零。它虽然与具有基本偏差代号 h 的公差带相类似, 但公差值不同。

三、轴颈和外壳孔的公差带

由于滚动轴承内圈内径和外圈外径本身的公差带在制造时已完全确定, 因此滚动轴承与轴颈和外壳孔的配合面间所需的配合性质, 要由轴颈和外壳孔的公差带决定。而这些公差带已经标准化。

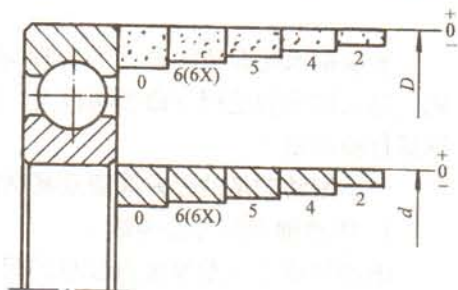


图 7-3 滚动轴承内、外径公差带

GB/T 275—1993《滚动轴承与轴和外壳的配合》，对 0 级和 6 级轴承配合的轴颈规定了 17 种公差带，外壳孔规定了 16 种公差带，如图 7-4 所示。

滚动轴承内圈与轴颈的配合，比 GB/T 1801—1999 中基孔制同名配合紧一些， $g6$ 、 $g5$ 、 $h6$ 、 $h5$ 轴颈与轴承内圈的配合已变成过渡配合， $k5$ 、 $k6$ 、 $m5$ 、 $m6$ 已变成过盈配合，其余的也都有所变紧。

滚动轴承外圈与外壳孔的配合，同 GB/T 1801—1999 中基轴制同名配合相比较，虽然轴承外径和一般基轴制的尺寸公差值有所不同，但其配合性质基本一致。

这里推荐的轴颈和外壳孔公差带，只适用于对轴承的旋转精度和运转平稳性无特殊要求；轴颈为实心或厚壁空心轴；轴颈和外壳孔的材料为钢或铸铁；轴承的工作温度不超过 100°C 的使用场合。

四、滚动轴承配合的选择

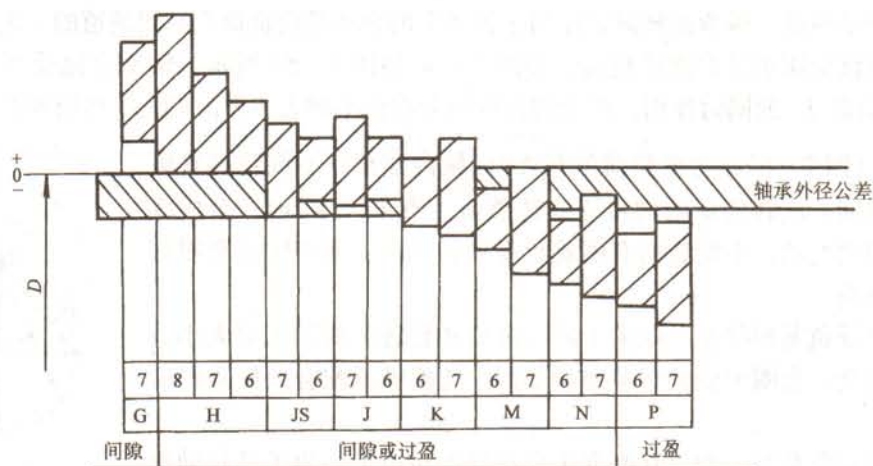
下面介绍选择滚动轴承配合的主要依据。

1. 负荷类型

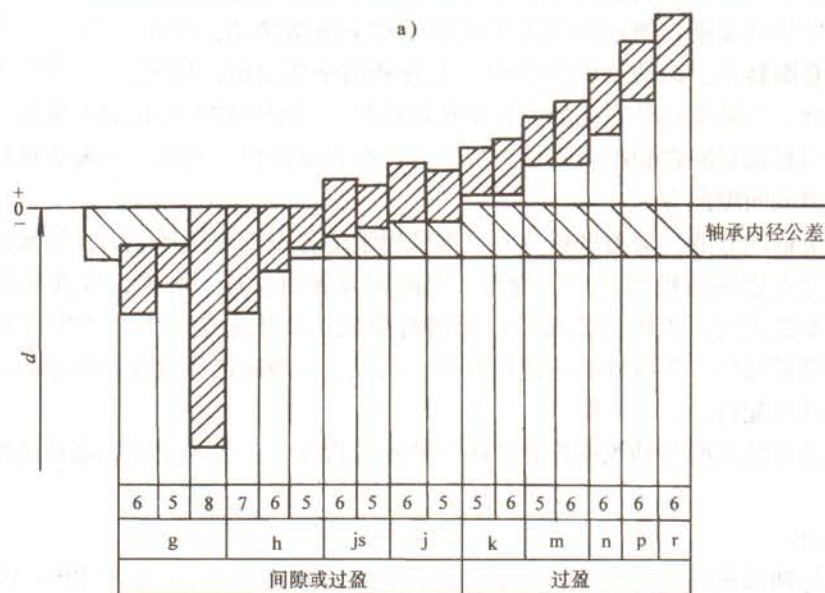
作用在轴承上的径向负荷，一般是由定向负荷（如传动带的拉力或齿轮的作用力等）和转动着的负荷（如机件的惯性离心力等）合成的。根据轴承所受的负荷对于套圈作用的不同，可分为以下三类：

(1) 固定负荷 轴承运转时，作用于轴承上的合成径向负荷与套圈（内圈或外圈）相对静止，即合成径向负荷始终不变地作用在套圈滚道的某一局部区域上，则该套圈承受着固定负荷。如图 7-5a 中的外圈和图 7-5b 中的内圈，它们均受到一个定向的径向负荷 F_r 的作用。像减速器转轴两端的滚动轴承的外圈，汽车、拖拉机前轮（从动轮）轮毂中滚动轴承的内圈和后轮（主动轮）轮毂中滚动轴承的外圈，都是承受固定负荷的实例。固定负荷的特点是只有套圈的局部滚道始终受到负荷的作用。

(2) 旋转负荷 轴承运转时，作用于轴承上的合成径向负荷与套圈相对旋转，依次作用在套圈的整个圆周滚道上，且周而复始，则该套圈承受着旋转负荷。如图 7-5a 中的内圈和图 7-5b 中的外圈，它们都是受到方向一定且位置在依次改变的径向负荷 F_r 的作用。像减速器转轴两端的滚动轴承的内圈，汽车、拖拉机前轮轮毂中滚动轴承的外圈和后轮轮毂中滚动轴承的内圈，都是承受旋转负荷的实例。旋转负荷的特点是套圈的整个圆周滚道顺次受到负荷的作用。



a)



b)

图 7-4 轴承与外壳孔和轴颈配合的常用公差带

a) 轴承外径公差 b) 轴承内径公差

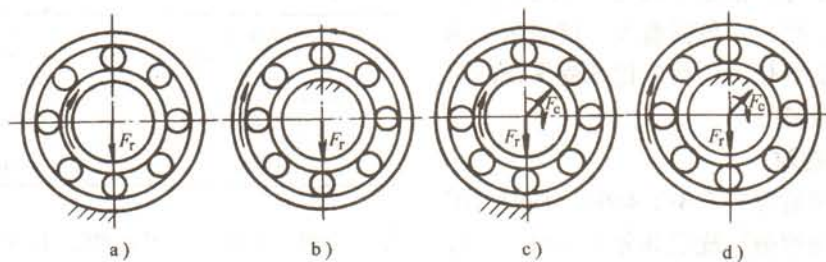


图 7-5 轴承套圈与负荷的关系

a) 定向负荷、内圈转动 b) 定向负荷、外圈转动 c) 旋转负荷、内圈转动
d) 旋转负荷、外圈转动

(3) 摆动负荷 轴承运转时, 作用于轴承上的合成径向负荷在套圈滚道的一定区域内相对摆动, 则该套圈承受着摆动负荷。如图 7-5c 和图 7-5d 所示, 轴承套圈受到定向负荷 F_r 和旋转负荷 F_c 的同时作用, 两者的合成负荷将由小到大, 再由大到小地周期性变化。当

$F_r > F_c$ 时 (图 7-6), 合成负荷就在 AB 区域内摆动, 不旋转的套圈就受摆动负荷, 旋转的套圈则承受旋转负荷。当 $F_r < F_c$ 时, 合成负荷则沿着圆周变动, 不旋转的套圈就承受旋转负荷, 而旋转的套圈则承受摆动负荷。

轴承承受负荷的状态, 取决于定向负荷和旋转负荷的相对大小及套圈是否旋转。套圈承受的负荷类型不同, 选择轴承配合的松紧程度也应不同。

承受固定负荷的套圈, 其磨损集中在局部滚道上, 为了延长轴承的使用寿命, 应使该套圈在滚动体的摩擦力矩带动下微微爬动, 或在定期检修中将套圈转位, 以改变受力部位, 充分利用全部滚道, 使其磨损均匀。因此, 与轴颈或外壳孔的配合应选得松些, 以便于轴承在机器上装拆。但也不能过松, 否则会引起该套圈在相配合零件上滑动而使配合面磨损。所以, 一般应选择过渡配合或具有极小间隙的间隙配合。

承受旋转负荷的套圈, 滚道磨损均匀, 但圆周滚道各点轮流循环受力, 轴承套圈与相配合的轴颈或外壳孔之间易松动并产生滑行, 引起配合表面发热、磨损, 故其配合应选得紧些。但过盈量不能太大, 否则会使轴承内部的游隙减小以致完全消失, 产生过大的接触应力, 导致轴承磨损加快, 影响轴承的使用寿命。所以, 一般应选择过盈量较小的过盈配合或过盈概率大的过渡配合。

承受摆动负荷的套圈与轴颈或外壳孔配合的松紧程度, 一般与受旋转负荷的配合相同或稍松一些。

2. 负荷大小

滚动轴承与轴颈或外壳孔配合的最小过盈, 取决于负荷大小。GB/T 275—1993 将径向当量动负荷 P_r 分为轻、正常和重负荷三种类型 (表 7-1)。对向心轴承负荷的大小用 P_r 与轴承产品样本中规定的径向额定动负荷 C_r 的比值区分。

轴承在重负荷或冲击负荷的作用下, 套圈容易产生变形, 使配合面受力不均匀, 引起配合松动。因此, 负荷愈大, 过盈量应选得愈大; 承受变化的负荷应比承受平稳的负荷选得配合较紧。

3. 径向游隙

轴承径向游隙按 GB/T 4604—1993《滚动轴承 径向游隙》规定共分为 1 组、2 组、0 组、3 组、4 组、5 组六组, 其中 1 组游隙最小, 其余依次由小到大。

游隙过大, 会引起转轴较大的径向跳动和轴向窜动, 使轴承产生较大的振动和噪声; 游隙过小, 尤其当轴承与轴颈或外壳孔的配合为过盈配合时, 则会使轴承滚动体与套圈产生较

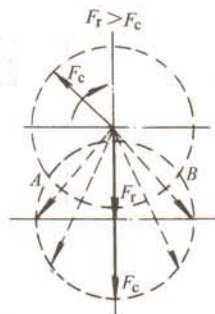


图 7-6 摆动负荷变化的区域

表 7-1 径向当量动负荷 P_r 与径向额定动负荷 C_r 的比值 (GB/T 275—1993)

负荷大小	P_r/C_r
轻负荷	≤ 0.07
正常负荷	$> 0.07 \sim 0.15$
重负荷	> 0.15

大的接触应力,引起轴承的摩擦发热,以致降低轴承寿命。因此,游隙的大小应适度。

如果轴承在常温状态的一般条件下工作,应具有0组游隙,且轴承与轴颈和外壳孔配合的过盈量应恰当。通常市场上供应的轴承若无游隙标记,则指0组游隙;若轴承在特别条件下工作,如内圈和外圈的温差较大,或内圈与轴颈间、外圈与外壳孔间都要求有过盈等,具有的游隙应比0组大,可依次用3组、4组、5组游隙,其配合的过盈量应较大;若轴承在轻负荷下工作,要求噪声和振动小,或旋转精度要求高时,具有的游隙应比0组小,即用1组、2组游隙,其配合的过盈量应较小。

4. 工作温度

轴承工作时,由于摩擦发热和其他热源的影响,使轴承套圈的温度经常高于与它相配合的轴颈和外壳孔的温度。由此,内圈因热膨胀与轴颈的配合变松,外圈因热膨胀与外壳孔的配合变紧,所以轴承工作温度高于 100°C 时,应对选择的配合进行修正。

5. 轴颈和外壳孔的公差等级应与轴承的公差等级相协调

当机器要求有较高的旋转精度时,相应地要选择较高公差等级的轴承(如5级、4级轴承),因此,与轴承配合的轴颈和外壳孔,也要选较高的公差等级(轴颈可取IT5,外壳孔可取IT6),使两者协调。与0级、6级配合的轴颈一般为IT6,外壳孔一般为IT7。

6. 旋转精度和旋转速度

对于承受较大负荷且旋转精度要求较高的轴承,为了消除弹性变形和振动的影响,应避免采用间隙配合,但也不宜太紧。此时,不仅受旋转负荷的套圈与相配件的配合应选得紧些,而且受固定负荷的套圈也应稍紧些。对于负荷较小,用于精密机床的高精度轴承,为避免轴颈和外壳孔的形状误差对轴承旋转精度的影响,无论旋转套圈或非旋转套圈,与轴颈或外壳孔的配合都希望有较小的间隙。

在其他条件相同的情况下,轴承的旋转速度愈高,配合也应愈紧。

7. 轴颈和外壳孔的结构和材料

轴承套圈与轴颈或外壳孔配合时,不应产生由于轴颈或外壳孔配合表面存在形位误差而引起的轴承内、外圈的不正常变形。对剖分式外壳,其与轴承外圈宜采用较松的配合,以免外圈产生椭圆变形,但要使外圈不能在外壳内转动。此外,当轴承安装在薄壁外壳、轻合金外壳或薄壁的空心轴上时,为了保证轴承工作有足够的支承刚度和强度,所选择的配合应比装在厚壁外壳、铸铁外壳或实心轴上紧些。

8. 安装与拆卸

为了便于安装与拆卸(尤其对于重型机械),轴承宜采用较松的配合。如要求装拆方便同时又需要轴承过盈配合时,可采用分离型轴承或内圈带锥孔和带紧定套或退卸套的轴承。

9. 轴承的轴向游动

轴和机架在各种不同的热伸长条件下工作时,容易导致支承内部产生不应有的应力。为此应将支承部位之一,设计成在轴向能自由位移的游动轴承。该轴承的一个套圈(内圈或外圈)与轴颈或外壳孔的配合应较松,以便在运转中能沿轴向游动。

此外,对轻和超轻系列的轴承,应选择稍紧的配合,使其在运转中受力均匀,承载能力得到发挥,并且滚动轴承的尺寸愈大,选取的配合应愈紧。

滚动轴承与轴颈和外壳孔配合的选择通常用类比法。表7-2和表7-3列出了国标推荐的向心轴承与轴和外壳配合的公差带代号,可根据实际情况按照表列条件进行选择。

表 7-2 向心轴承和轴的配合、轴公差带代号 (GB/T 275—1993)

圆 柱 孔 轴 承						
运 转 状 态		负荷状态	深沟球轴承、调心球 轴承和角接触球轴承	圆柱滚子轴承和 圆锥滚子轴承	调心滚子轴承	公 差 带
说明	举 例	轴承公称内径/mm				
旋转的 内圈负荷 及摆动负 荷	一般通用机械、电 动机、机床主轴、泵、 内燃机、正齿轮传动 装置、铁路机车车辆 轴箱、破碎机等	轻负荷	≤18	—	—	h5
			>18~100	≤40	≤40	j6 ^①
			>100~200	>40~140	>40~100	k6 ^①
			—	>140~200	>100~200	m6 ^①
		正常负荷	≤18	—	—	j5、js5
			>18~100	≤40	≤40	k5 ^②
			>100~140	>40~100	>40~65	m5 ^②
			>140~200	>100~140	>65~100	m6
			>200~280	>140~200	>100~140	n6
			—	>200~400	>140~280	p6
			—	—	>280~500	r6
			重负荷		>50~140	>50~100
	>140~200	>100~140		p6 ^③		
	>200	>140~200		r6		
		>200		r7		
固定的 内圈负荷	静止轴上的各种轮 子、张紧轮绳轮、振 动筛、惯性振动器	所有负荷	所有尺寸			f6 g6 ^① h6 j6
仅有轴向负荷		所有尺寸				j6、js6

① 凡对精度有较高要求的场合,应用 j5、k5……代替 j6、k6……。

② 圆锥滚子轴承、角接触球轴承配合对游隙影响不大,可用 k6、m6 代替 k5、m5。

③ 重负荷下轴承游隙应选大于 0 组。

表 7-3 向心轴承和外壳的配合及孔公差带代号 (GB/T 275—1993)

运 转 状 态		负荷状态	其 他 状 况	公差带 ^①		
说明	举 例			球轴承	滚子轴承	
固定的外圈 负荷	一般机械、铁路机 车车辆轴箱, 电动 机、泵、曲轴主轴承	轻、正常、重	轴向易移动, 可采用剖分式 外壳	H7、G7 ^②		
摆动负荷		冲击	轴向能移动, 可采用整体或 剖分式外壳	J7、JS7		
		轻、正常				
		正常、重				
旋转的外圈 负荷	张紧滑轮、轮毂轴 承	冲击	轴向不移动, 采用整体式外 壳	K7		
		轻		M7		
				正常	J7	K7
					重	K7、M7
				—	N7、P7	

① 并列公差带随尺寸的增大从左至右选择。对旋转精度有较高要求时,可相应提高一个公差等级。

② 不适用于剖分式外壳。

五、轴颈和外壳孔的形位公差及表面粗糙度的选择

为保证滚动轴承的工作质量和使用要求,除了正确地选择轴承内、外圈与轴颈和外壳孔的配合外,还应对轴径及外壳孔的配合表面提出形位公差及表面粗糙度的要求。

1. 形状公差

轴承的内、外圈是薄壁件,易变形,尤其是特轻、超轻系列的轴承套圈更是如此,但其形状误差在装配后,靠轴颈和外壳孔的正确形状可以得到矫正。为保证轴承安装合适,转动平稳,通常对轴颈和外壳孔除应采用包容要求外,还应规定更严格的圆柱度公差。

2. 位置公差

轴肩和外壳孔肩端面是轴承的轴向定位面。为了确保轴承工作时具有较高的旋转精度,应限制与套圈端面接触的轴肩和外壳孔肩端面的倾斜,特别是在高速旋转的场合尤为重要,以避免轴承安装后滚道位置不正、产生歪斜及旋转不平稳的现象,因此,标准规定了轴肩和外壳孔肩的端面圆跳动公差。

在进行轴承配合的精度设计时,其轴颈、外壳孔配合表面的圆柱度公差,以及轴肩、外壳孔肩的端面圆跳动公差值可参照表 7-4 选取。

表 7-4 轴和外壳孔的形位公差 (GB/T 275—1993)

基本尺寸 /mm		圆柱度 t				端面圆跳动 t_1			
		轴颈		外壳孔		轴肩		外壳孔肩	
		轴 承 公 差 等 级							
0	6 (6x)	0	6 (6x)	0	6 (6x)	0	6 (6x)		
超过	到	公 差 值 / μm							
	6	2.5	1.5	4	2.5	5	3	8	5
6	10	2.5	1.5	4	2.5	6	4	10	6
10	18	3.0	2.0	5	3.0	8	5	12	8
18	30	4.0	2.5	6	4.0	10	6	15	10
30	50	4.0	2.5	7	4.0	12	8	20	12
50	80	5.0	3.0	8	5.0	15	10	25	15
80	120	6.0	4.0	10	6.0	15	10	25	15
120	180	8.0	5.0	12	8.0	20	12	30	20
180	250	10.0	7.0	14	10.0	20	12	30	20
250	315	12.0	8.0	16	12.0	25	15	40	25
315	400	13.0	9.0	18	13.0	25	15	40	25
400	500	15.0	10.0	20	15.0	25	15	40	25

3. 表面粗糙度

表面粗糙度直接影响产品的使用性能,尤其对在高速、高温、高压条件下工作的轴承部件,合理提出表面粗糙度要求是稳定配合性质、提高过盈配合的联结强度、改善主机及轴承的运转性能、延长使用寿命的关键。其轴颈和外壳孔配合面及端面的表面粗糙度值见表 7-5。

六、滚动轴承配合的精度设计举例

现以直齿圆柱齿轮减速器输出轴上的滚动轴承为例进行分析选择。

【例】已知该减速器的功率为 5kW,从动轴转速为 83r/min,其两端的轴承为 6211 深沟球轴承 ($d=55\text{mm}$, $D=100\text{mm}$), 齿轮的模数为 3mm, 齿数为 79。试确定轴颈和外壳

孔的公差带代号、形位公差值和表面粗糙度参数值,并将它们分别标注在装配图和零件图上。

表 7-5 配合面的表面粗糙度 (GB/T 275—1993)

轴或轴承座直径 /mm		轴或外壳配合表面直径公差等级								
		IT7			IT6			IT5		
		表 面 粗 糙 度/μm								
超过	到	R _z	R _a		R _z	R _a		R _z	R _a	
			磨	车		磨	车		磨	车
	80	10	1.6	3.2	6.3	0.8	1.6	4	0.4	0.8
80	500	16	1.6	3.2	10	1.6	3.2	6.3	0.8	1.6
端 面		25	3.2	6.3	25	3.2	6.3	10	1.6	3.2

解 (1) 减速器属于一般机械,轴的转速不高,所以选择 0 级轴承。

(2) 该轴承承受定向负荷的作用,内圈与轴一起旋转,外圈安装在剖分式壳体中,不旋转。因此,内圈承受旋转负荷,与轴颈的配合应较紧;外圈承受固定负荷,与外壳孔的配合应较松。

(3) 按该轴承的工作条件,根据《机械零件》教材和《机械工程手册》等资料提供的计算公式,并经单位换算,求得该轴承的当量径向动负荷 P_r 为 883N,查得 6211 球轴承的额定动负荷 C_r 为 33354N。 P_r 小于 $0.07C_r$,故轴承的负荷类型属于轻负荷。

(4) 按轴承工作条件,从表 7-2 和表 7-3 选择轴颈公差带为 $\phi 55j6$ (基孔制配合),外壳孔公差带为 $\phi 100H7$ (基轴制配合)。若该轴承有时承受冲击负荷,则外壳孔公差带为 $\phi 100J7$ 。

(5) 按表 7-4 选择形位公差值。轴颈圆柱度公差 0.005mm,轴肩端面圆跳动公差 0.015mm;外壳孔圆柱度公差 0.010mm,外壳孔肩端面圆跳动公差 0.025mm。

(6) 按表 7-5 选择轴颈和外壳孔的表面粗糙度参数值。轴颈 $R_a \leq 0.8\mu\text{m}$,轴肩端面 $R_a \leq 3.2\mu\text{m}$,外壳孔 $R_a \leq 1.6\mu\text{m}$,外壳孔肩端面 $R_a \leq 3.2\mu\text{m}$ 。

(7) 将确定好的上述公差标注在图样上,见图 7-7 所示。由于滚动轴承是外购的标准部件,因此,在装配图上只需注出轴颈和外壳孔的公差带代号 (图 7-7a)。轴颈和外壳孔各项公差的标注分别见图 7-7b 和图 7-7c。

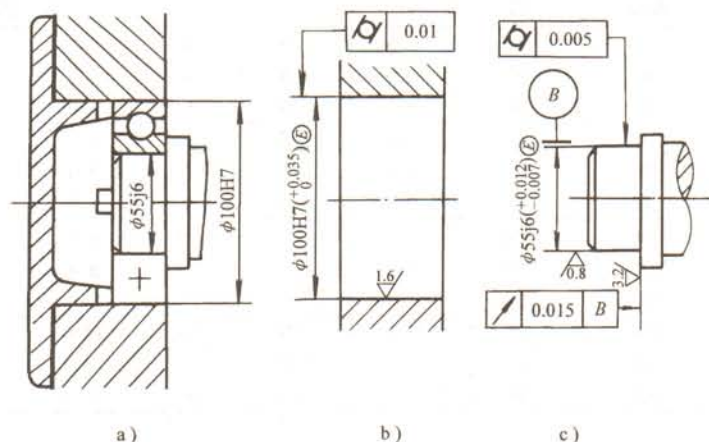


图 7-7 轴颈和外壳孔公差标注示例

a) 装配图 b) 外壳孔标注 c) 轴肩与轴颈标注

第八章 键联结的精度设计

第一节 概 述

一、键联结的用途

键联结为常用可拆联结。键是应用很普遍的联结零件，用于联结轴和轴上的传动件和摆动件，如齿轮、带轮、联轴器、扇形轮等。键联结主要用于传递一定的转矩。根据需要，用键联结的零件之间也可作轴向的相对滑动。

二、键联结的分类

键联结可分为单键联结和花键联结两大类。

1. 单键联结

采用单键联结时，在孔或零件上均铣出键槽，再通过单键联结在一起。单键按其结构形式不同分为四种：

- 1) 平键，包括普通平键、导向平键和滑键。
- 2) 半圆键。
- 3) 楔键，包括普通楔键和钩头楔键。
- 4) 切向键。

四种单键联结中，以普通平键和半圆键应用最为广泛。

2. 花键联结

花键联结按其键齿形状分为矩形花键和渐开线花键两种，其结构如图 8-1 所示。

与单键联结相比较，花键联结有如下优点：

- 1) 键与轴或孔为一整体，强度高，负荷分布较均匀，可传递较大的转矩。
- 2) 易达到较高的同轴度要求，定心性好，导向性能好。

花键联结在机器制造业中，特别是机床、汽车、飞机、拖拉机制造业中，得到广泛采用。但是，由于花键的加工制造比单键复杂，故其成本也要高一些。

本章主要研究应用最为广泛的平键和矩形花键。

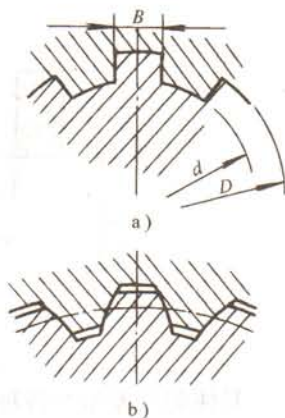


图 8-1 花键联结的种类
a) 矩形花键 b) 渐开线花键

第二节 平键联结的精度设计

一、平键联结的特点及结构参数

平键联结是通过键和键槽侧面的相互接触传递转矩，键的上表面和轮毂槽底面间留有一定的间隙。因此，键和轴槽的侧面应有充分大的实际有效面积来承受负荷，并且键嵌入轴槽要牢固可靠，以防止松动脱落。所以，键宽与键槽宽 b 是决定配合性质和配合精度的主要

参数, 为主要配合尺寸, 应规定较严的公差; 而键长 L 、键高 h 、轴槽深 t 和轮毂槽深 t_1 为非配合尺寸, 其配合精度要求较低。平键联结方式及主要结构参数如图 8-2 所示。

二、平键联结的公差与配合

由于平键为标准件, 并且键联结是键与轴及轮毂三个零件的配合。考虑到工艺上的特点, 为使不同配合所用键的规格统一, 以利采用精拔型钢来制作, 国家标准规定键联结为基轴制配合。

为保证键在轴槽上固紧, 同时又便于拆装, 轴槽和轮毂槽可以采用不同的公差带, 使其配合松紧不同, GB/T 1095—1979《平键 键和键槽剖面尺寸》对平键与键槽和轮毂槽的宽度 b 规定了三种联结类型, 即较松联结、一般联结和较紧联结, 并对键宽规定了一种公差带 $h9$, 对轴和轮毂的键槽宽各规定了三种公差带, 构成三组配合。其配合尺寸 (键与键槽宽) 的公差带均从 GB/T 1800.3—1998《极限与配合》中选取, 键宽与键槽宽 b 的公差带如图 8-3 所示。

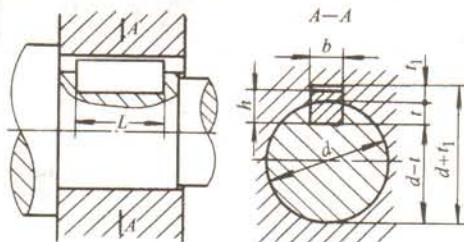


图 8-2 平键联结方式及主要结构参数

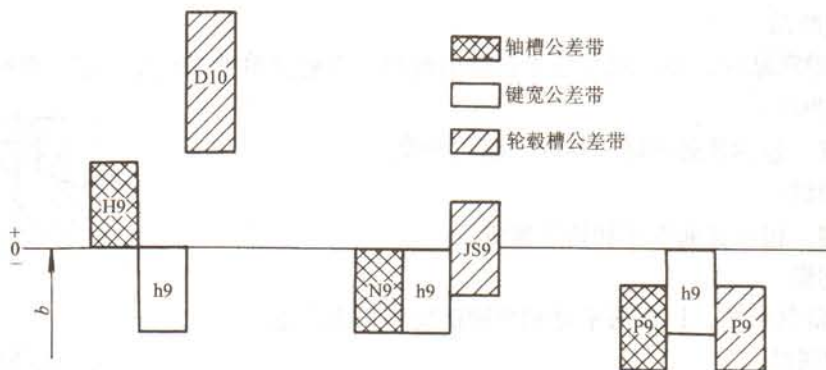


图 8-3 键宽与键槽宽 b 的公差带

具体的公差带和各种联结的配合性质及应用见表 8-1。平键与键槽的剖面尺寸及键槽的公差与极限偏差见表 8-2。

表 8-1 平键联结的三组配合及其应用

联结类型	尺寸 b 的公差带			应 用
	键	轴槽	轮毂槽	
较松	h9	H9	D10	用于导向平键, 轮毂可在轴上移动
一般		N9	JS9	键在轴槽中和轮毂槽中均固定, 用于载荷不大的场合
较紧		P9	P9	键在轴槽中和轮毂槽中均牢固地固定, 用于载荷较大, 有冲击和双向转矩的场合

三、平键联结的精度设计

1. 平键联结的极限与配合的选用

平键联结的设计中, 首先依据轴颈 d 确定平键的规格参数 (见表 8-2), 其次是根据平键的使用要求和其应用场合来选择平键联结的松紧 (见表 8-1)。

表 8-2 平键和键槽的公差 (摘自 GB/T 1095、1096—1979) (单位: mm)

轴		键		键 槽									
公称 直径 d	公称 尺寸 $b \times h$	宽度 b 极限偏差 (h9)	厚度 h 极限偏差 (h11) ^①	宽 度 b						深 度			
				公称 尺寸 b	极 限 偏 差				轴 t		毂 t_1		
					较松键联结		一般键联结		较紧键 联结	公称 尺寸	极限 偏差	公称 尺寸	极限 偏差
					轴 H9	毂 D10	轴 N9	毂 JS9	轴和毂 P9				
6~8	2×2	0	0 -0.06	2	+0.025	+0.060	-0.004	±0.0125	-0.006	1.2	+0.1 0	1	+0.1 0
>8~10	3×3	-0.025	$\begin{pmatrix} 0 \\ -0.025 \end{pmatrix}$	3	0	+0.020	-0.029	±0.0125	-0.031	1.8		1.4	
>10~12	4×4	0	-0.075	4	+0.030	+0.078	0	±0.015	-0.012	2.5		1.8	
>12~17	5×5	-0.030	$\begin{pmatrix} 0 \\ -0.030 \end{pmatrix}$	5	0	+0.030	-0.030	±0.015	-0.042	3.0		2.3	
>17~22	6×6			6						3.5		2.8	
>22~30	8×7	0	0 -0.090	8	+0.036	+0.098	0	±0.018	-0.015	4.0	+0.2 0	3.3	+0.2 0
>30~38	10×8	-0.036		10	0	+0.040	-0.036	±0.018	-0.051	5.0		3.3	
>38~44	12×8			12						5.0		3.3	
>44~50	14×9	0		14	+0.043	+0.120	0	±0.0215	-0.018	5.5		3.8	
>50~58	16×10	-0.043		16	0	+0.050	-0.043	±0.0215	-0.061	6.0		4.3	
>58~65	18×11			18						7.0		4.4	
>65~75	20×12		0 -0.0110	20						7.5		4.9	
>75~85	22×14	0		22	+0.052	+0.149	0	±0.026	-0.022	9.0		5.4	
>85~95	25×14	-0.052		25	0	+0.065	-0.052	±0.026	-0.074	9.0		5.4	
>95~110	28×16			28							10.0		6.4

注: ($d-t$) 和 ($d+t_1$) 两组组合尺寸的极限偏差, 按相应的 t 和 t_1 的极限偏差选取, 但 ($d-t$) 极限偏差值应取负号。

① 括号内的数值为 h9, 适用于平头普通平键 (B 型键)。

对于导向平键, 应选用较松联结。由于键槽形位误差的影响, 使键 (h9) 与轴槽 (H9) 之间的配合实际上为不可动联结, 而键与轮毂槽 (D10) 之间的配合间隙较大, 则使轮毂可以轴向移动。

对于承受一般载荷的平键, 考虑到易于拆装, 应选用一般联结。

对于承受重载荷、冲击载荷或双向转矩的平键, 应选用较紧联结, 加之形位误差的作用使联结更紧密牢靠。

对于平键联结的非配合尺寸, 按公差带取值; 轴键槽深度 t 、轮毂键槽深度 t_1 和键高 h 的极限偏差见表 8-2; 键高 h 、平键键长 l 和轴槽长度 L 的公差带分别按 h11、h14、H14 取值。

2. 键槽的形位公差确定

键联结的配合质量,除了取决于键和键槽宽的尺寸极限和配合外,键和键槽的形位误差也是重要影响因素。因为形位误差的存在不但造成装配困难,影响联结的松紧程度,而且使工作面负荷不均,联结性变差,对中性不好,所以必须对其加以限制。

(1) 键槽对轴线的对称度 根据不同功能要求和键槽宽公称尺寸 b , 键槽(轴槽及轮毂槽)对轴线的对称度,通常按 7~9 级从形位公差标准(GB/T 1184—1996)中选取。

(2) 键(或键槽)两工作侧面的平行度 当键长 l 与键宽 b 之比 $l/b \geq 8$ 时,键宽 b 的两工作侧面在长度方向上,应按 GB/T 1184—1996 提出平行度公差要求:

当 $b \leq 6\text{mm}$ 时,公差等级取 7 级; $b \geq 8 \sim 36\text{mm}$ 时,公差等级取 6 级; $b \geq 40\text{mm}$ 时,公差等级取 5 级。

当形位误差的控制可由工艺保证时,图样上可不给出形位公差要求。

3. 平键的表面粗糙度数值确定

轴槽和轮毂槽两工作侧面为配合面,其表面粗糙度 R_a 值取 $1.6 \sim 6.3\mu\text{m}$,槽底面为非配合面,其 R_a 值取 $6.3 \sim 12.5\mu\text{m}$ 。

4. 图样标注

以上有关精度设计的要求,可按图 8-4 进行标注。

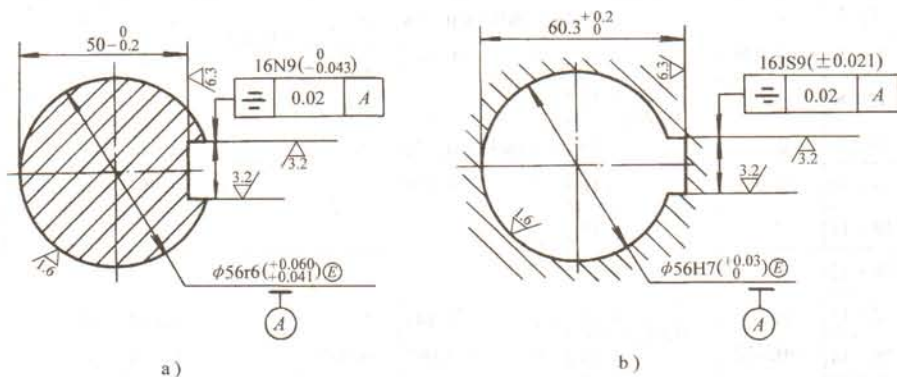


图 8-4 键槽的图样标注

a) 轴键槽 b) 轮毂键槽

第三节 矩形花键联结的精度设计

一、矩形花键联结的特点

矩形花键作为标准件,是当前应用最广泛的一种花键。矩形花键联结由内花键(花键孔)与外花键(花键轴)构成,用以传递转矩和轴向运动。其联结应保证内花键与外花键的同轴度、联结强度和传递转矩的可靠性,对要求轴向滑动的联结,还应保证导向精度。

二、矩形花键的配合尺寸及定心方式

为了便于加工和检测,键数 N 规定为偶数(有 6、8、10),键齿均布于全圆周。按承载能力,矩形花键分为中、轻两个系列。对同一小径,两个系列的键数相同,键(槽)宽也相同,仅大径不相同。中系列的承载能力强,多用于汽车、拖拉机等制造业;轻系列的承载能力相对低,多用于机床制造业。矩形花键的尺寸系列见表 8-3。

表 8-3 矩形花键基本尺寸系列 (摘自 GB/T 1144—2001) (单位: mm)

小径 d	轻 系 列				中 系 列			
	规格 $N \times d \times D \times B$	键数 N	大径 D	键宽 B	规格 $N \times d \times D \times B$	键数 N	大径 D	键宽 B
11	—	—	—	—	$6 \times 11 \times 14 \times 3$	6	14	3
13					$6 \times 13 \times 16 \times 3.5$		16	3.5
16					$6 \times 16 \times 20 \times 4$		20	4
18					$6 \times 18 \times 22 \times 5$		22	5
21					$6 \times 21 \times 25 \times 5$		25	
23	$6 \times 23 \times 26 \times 6$	6	26	6	$6 \times 23 \times 28 \times 6$	8	28	6
26	$6 \times 26 \times 30 \times 6$		30		$6 \times 26 \times 32 \times 6$		32	
28	$6 \times 28 \times 32 \times 7$		32	7	$6 \times 28 \times 34 \times 7$		34	7
32	$8 \times 32 \times 36 \times 6$	8	36	6	$8 \times 32 \times 38 \times 6$		38	6
36	$8 \times 36 \times 40 \times 7$		40	7	$8 \times 36 \times 42 \times 7$		42	7
42	$8 \times 42 \times 46 \times 8$		46	8	$8 \times 42 \times 48 \times 8$		48	8
46	$8 \times 46 \times 50 \times 9$		50	9	$8 \times 46 \times 54 \times 9$		54	9
52	$8 \times 52 \times 58 \times 10$		58	10	$8 \times 52 \times 60 \times 10$		60	10
56	$8 \times 56 \times 62 \times 10$		62		$8 \times 56 \times 65 \times 10$		65	
62	$8 \times 62 \times 68 \times 12$	10	68	12	$8 \times 62 \times 72 \times 12$	10	72	12
72	$10 \times 72 \times 78 \times 12$		78		$10 \times 72 \times 82 \times 12$		82	
82	$10 \times 82 \times 88 \times 12$		88		$10 \times 82 \times 92 \times 12$		92	
92	$10 \times 92 \times 98 \times 14$		98	14	$10 \times 92 \times 102 \times 14$		102	14
102	$10 \times 102 \times 108 \times 16$		108	16	$10 \times 102 \times 112 \times 16$		112	16
112	$10 \times 112 \times 120 \times 18$		120	18	$10 \times 112 \times 125 \times 18$		125	18

矩形花键如图 8-5 所示, 主要尺寸有小径 d 、大径 D 、键 (槽) 宽 B 。

矩形花键联结的结合面有三个, 即大径结合面、小径结合面和键侧结合面。要保证三个结合面同时达到高精度的定心作用很困难, 也没有必要。实用中, 只需以其中之一为主要结合面, 确定内、外花键的配合性质。确定配合性质的结合面称为定心表面。

每个结合面都可作为定心表面, 所以花键联结有三种定心方式: 小径 d 定心、大径 D 定心和键 (槽) 宽 B 定心 (图 8-6)。GB/T 1144—2001 规定矩形花键以小径结合面作为定心表面, 即采用小径定心。定心直径 d 的公差等级较高, 非定心直径 D 的公差等级较低, 并且非定心直径 D 表面之间有相当大的间隙, 以保证它们不接触。但键齿侧面是传递转矩及导向的主要表面, 故键 (槽) 宽 B 应具有足够的精度, 一般要求比非定心直径 D 要严格。

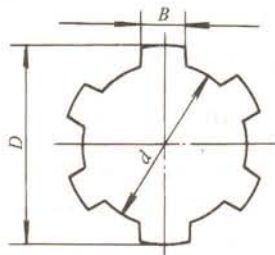


图 8-5 矩形花键

矩形花键联结采用小径定心, 有利于提高产品性能、质量和技术水平, 简化加工工艺, 降低生产成本, 并便于国际交流与合作。小径定心的定心精度高、稳定性好, 且能用磨削的

方法消除热处理变形,使定心直径尺寸和形状、位置获得更高的精度。尤其对内花键定心表面的加工,采用磨削加工方法,可以减少成本较高的拉刀规格,也易于保证表面质量。

三、矩形花键的精度设计

1. 基准制的确定

为了减少制造内花键用的拉刀和量具的品种规格,以利于拉刀和量具的专业化生产,矩形花键配合应采用基孔制,即内花键 d 、 D 和 B 的基本偏差

差不变,依靠改变外花键 d 、 D 和 B 的基本偏差,以获得不同松紧的配合。

2. 配合精度和配合种类的选择

矩形花键配合精度的选择,主要应考虑定心精度要求和传递转矩的大小。精密传动用花键联结定心精度高,传递转矩大而且平稳,多用于精密机床主轴变速箱与齿轮孔的联结。一般用花键联结则常用于定心精度要求不高的卧式车床变速箱,以及各种减速器中轴与齿轮花键孔的联结。

配合种类的选择,首先应根据内、外花键之间是否有轴向移动,确定是固定联结还是非固定联结。对于内、外花键之间要求有相对移动,而且移动距离长、移动频率高的情况,应选择配合间隙较大的滑动联结,以保证运动灵活及配合面间有足够的润滑油层,例如汽车、拖拉机等变速箱中的齿轮与轴的联结。对于内、外花键之间相对移动定心精度高、传递转矩大,或经常有反向转动的情况,则应选择配合间隙较小的紧滑动联结。

表 8-4 列出了矩形花键小径 d 、大径 D 和键宽 B 的配合,其公差带均选自 GB/T 1800.3—1998。尽管三类配合都是间隙配合,但由于形位误差的影响,其结合面的配合普遍比预定的紧些。

表 8-4 内、外花键的尺寸公差带 (GB/T 1144—2001)

内 花 键				外 花 键			装配型式
d	D	B		d	D	B	
		拉削后不热处理	拉削后热处理				
一 般 用							
H7	H10	H9	H11	f7	a11	d10	滑动
				g7		f9	紧滑动
				h7		h10	固定
精 密 传 动 用							
H5	H10	H7、H9	f5	a11	d8	滑动	
H6			g5		f7	紧滑动	
			h5		h8	固定	
			f6		d8	滑动	
			g6		f7	紧滑动	
			h6		h8	固定	

注: 1. 精密传动用的内花键,当需要控制键侧配合间隙时,槽宽可选 H7,一般情况下可选 H9。

2. d 为 H6 和 H7 的内花键,允许与提高一级的外花键配合。

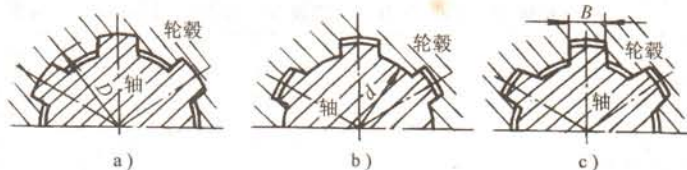


图 8-6 矩形花键的定心方式

a) 外径定心 b) 内径定心 c) 键宽定心

从表 8-4 可以看出矩形花键配合有如下特点:

- 1) 内、外花键小径 d 的公差等级相同, 且比相应大径 D 和键宽 B 的都高。
- 2) 大径 D 只有一种配合为 H10/a11。
- 3) 内花键和外花键定心直径 d 的公差带分别为三种、九种, 键宽 B 的公差带分别为三种、六种。

3. 矩形花键形位公差和表面粗糙度数值的确定

为了保证定心表面的配合性质, 应对矩形花键规定如下要求:

- 1) 内、外花键定心直径 d 的尺寸公差与形位公差的关系, 必须采用包容要求。
- 2) 内(外)花键应规定键槽(键)侧面对定心轴线的位置度公差(图 8-7), 并采用最大实体要求, 用综合量规检验。位置度公差值见表 8-5。

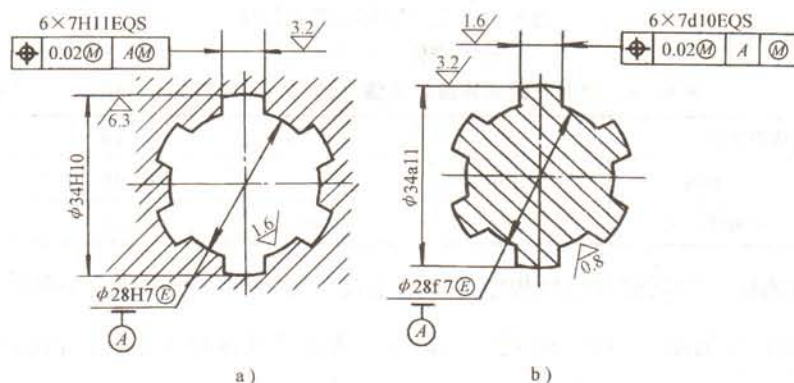


图 8-7 花键位置度公差标注

a) 内花键 b) 外花键

表 8-5 矩形花键位置度公差值 (摘自 GB/T 1144—2001) (单位: mm)

键槽宽或键宽 B			3	3.5~6	7~10	12~18
t_1	键槽宽		0.010	0.015	0.020	0.025
	键宽	滑动、固定	0.010	0.015	0.020	0.025
		紧滑动	0.006	0.010	0.013	0.016

3) 在单件小批生产, 采用单项测量时, 应规定键槽(键)的中心平面对定心轴线的对称度和等分度公差(图 8-8), 并采用独立原则。键槽(键)的中心平面偏离理想位置(沿圆周均布)的最大值为等分误差, 其公差值与对称度公差值相同, 见表 8-6, 故省略不注。

4) 对较长的花键, 可根据产品性能自行规定键侧对轴线的平行度公差。

5) 矩形花键的表面粗糙度 R_a 的允许值推荐如下:

对于内花键小径表面 $\leq 1.6\mu\text{m}$, 大径表面 $\leq 6.3\mu\text{m}$, 键槽侧面 $3.2\mu\text{m}$

对于外花键小径表面 $\leq 0.8\mu\text{m}$, 大径表面 $\leq 3.2\mu\text{m}$, 键侧面 $1.6\mu\text{m}$

4. 图样标注

矩形花键规格按 $N \times d \times D \times B$ 的方法表示, 如 $8 \times 52 \times 58 \times 10$ 依次表示键数为 8, 小径为 52mm, 大径为 58mm, 键(键槽)宽为 10mm。

第九章 渐开线圆柱齿轮的精度设计

第一节 齿轮传动的使用要求

齿轮传动是一种重要的传动形式,用以传递运动或动力,在机器和仪器仪表中应用极为广泛。

齿轮传动的精度与齿轮、轴、箱体和轴承等零部件有关,尤其是齿轮本身的精度对保证齿轮传动性能起着重要作用。由于齿轮传动的类型很多,应用又极为广泛,因此对齿轮传动的使用要求也是多方面的,归纳起来有以下四项。

一、传递运动的准确性(运动精度)

齿轮传动理论上应按设计规定的传动比传递回转的角度,即当主动齿轮转过一个角度 φ_1 时,从动齿轮应按速比 i 准确地转过相应的角度 $\varphi_2 = i\varphi_1$ 。然而,由于齿轮副存在加工和安装误差,致使从动齿轮的实际转角 φ_2' 偏离了应转过的理论转角 φ_2 ,从而引起转角误差 $\Delta\varphi_2 = \varphi_2' - \varphi_2$ 。

传递运动的准确性就是要求齿轮在一转范围内,最大的转角误差限制在一定的范围内,以保证从动齿轮与主动齿轮的运动准确协调。

二、传动的平稳性(平稳性精度)

安装好的齿轮副在啮合传动中,如果瞬时传动比多次反复变化,会引起齿轮传动中的冲击、振动和噪声。

传动的平稳性就是要求齿轮的瞬时传动比稳定,可通过控制齿轮在转过一个齿的过程中和换齿传动时的转角误差来保证。

三、载荷分布的均匀性(接触精度)

载荷分布的均匀性就是要求齿轮啮合时,齿面接触良好,使齿面上的载荷分布均匀,避免载荷集中于局部齿面,使齿面磨损加剧,甚至轮齿断裂,影响齿轮的使用寿命。

四、合理的齿轮副侧隙

齿轮副在实际转动中,必须保证始终呈单啮工作状态。工作齿面必须保持接触,才能实现传递运动和动力;而非工作齿面间又必须留有一定的间隙,即齿侧间隙,这个侧隙对于储存润滑油、补偿齿轮传动受力后的弹性变形、热膨胀,以及补偿齿轮及齿轮传动装置其他元件的制造和安装误差都是十分必要的。否则,齿轮在转动中可能会卡死或烧伤,不能保证其正常传动。

虽然对齿轮传动的使用要求是多方面的,但根据齿轮传动的用途和具体工作条件的不同,可对其使用要求有所侧重。

例如,用于测量仪器的读数齿轮和精密机构的分度齿轮,其特点是传递功率小、模数小和转速低,主要要求是传递运动要准确,侧隙要尽量小,以避免由此引起的回程误差,而对传动平稳性、载荷分布均匀性一般没有高的要求。

对于高速动力齿轮,如汽轮机中的高速齿轮,三个方面的精度要求都是很严格的,而且要有足够大的侧隙。汽车、机床的变速齿轮,对于工作的平稳性有极严格的要求。

对于低速动力齿轮,如轧钢机、矿山机械和起重机用的齿轮,其特点是载荷大、传动功率大、转速低,主要要求啮合齿面接触良好、载荷分布均匀,侧隙一般也要求较大,而对传递运动的准确性及传动平稳性的要求,则相对地可降低一些。

第二节 渐开线圆柱齿轮的精度

单项要素测量所用的偏差符号,用小写字母(如 f) 加上相应的下标组成;表示若干单项要素偏差组合的“累积”或“总”偏差所用的符号,采用大写字母(如 F) 加上相应的下标组成。

一、轮齿同侧齿面偏差的定义

1. 单个齿距偏差 (f_{pt})

在端平面上,在接近齿高中部的一个与齿轮轴线同心的圆上,实际齿距与理论齿距的代数差(见图 9-1)。

2. 齿距累积偏差 (F_{pk})

任意 k 个齿距的实际弧长与理论弧长的代数差,见图 9-1。理论上它等于这 k 个齿距的各单个齿距偏差的代数和。除另有规定, F_{pk} 值被限定在不大于 $1/8$ 的圆周上评定。因此, F_{pk} 的允许值适用于齿距数 k 为 2 到小于 $z/8$ 的弧段内。通常, F_{pk} 取 $k = z/8$ 就足够了,如果对于特殊的应用(如高速齿轮)还需检验较小弧段,并规定相应的 k 数。

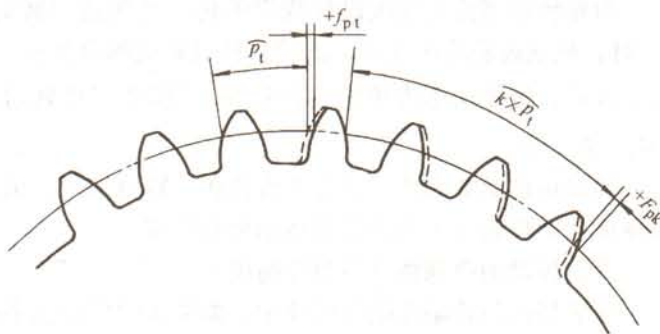


图 9-1 齿距偏差与齿距累积偏差 ($F_{pk} = F_{p3}$)

——实际齿廓 --- 理论齿廓

3. 齿距累积总偏差 (F_p)

齿轮同侧齿面任意弧段 ($k=1$ 至 $k=z$) 内的最大齿距累积偏差。它表现为齿距累积偏差曲线的总幅值。

4. 齿廓偏差

实际齿廓偏离设计齿廓的量,该量在端平面内且垂直于渐开线齿廓的方向计值。

设计齿廓为符合设计规定的齿廓,当无其他限定时,则指端面齿廓。在齿廓曲线图中,未经修形的渐开线齿廓迹线一般为实线。通常用点划线表示设计齿廓迹线。

5. 齿廓总偏差 (F_a)

在计值范围内,包容实际齿廓迹线的两条设计齿廓迹线间的距离,见图 9-2a。

6. 齿廓形状偏差 (f_{fa})

在计值范围内,包容实际齿廓迹线的两条与平均齿廓迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平均齿廓迹线的距离为常数,见图 9-2b。

7. 齿廓倾斜偏差 ($f_{H\alpha}$)

在计值范围的两端与平均齿廓迹线相交的两条设计齿廓迹线间的距离, 见图 9-2c。

8. 螺旋线偏差

在端面基圆切线方向上测得的实际螺旋线偏离设计螺旋线的量。

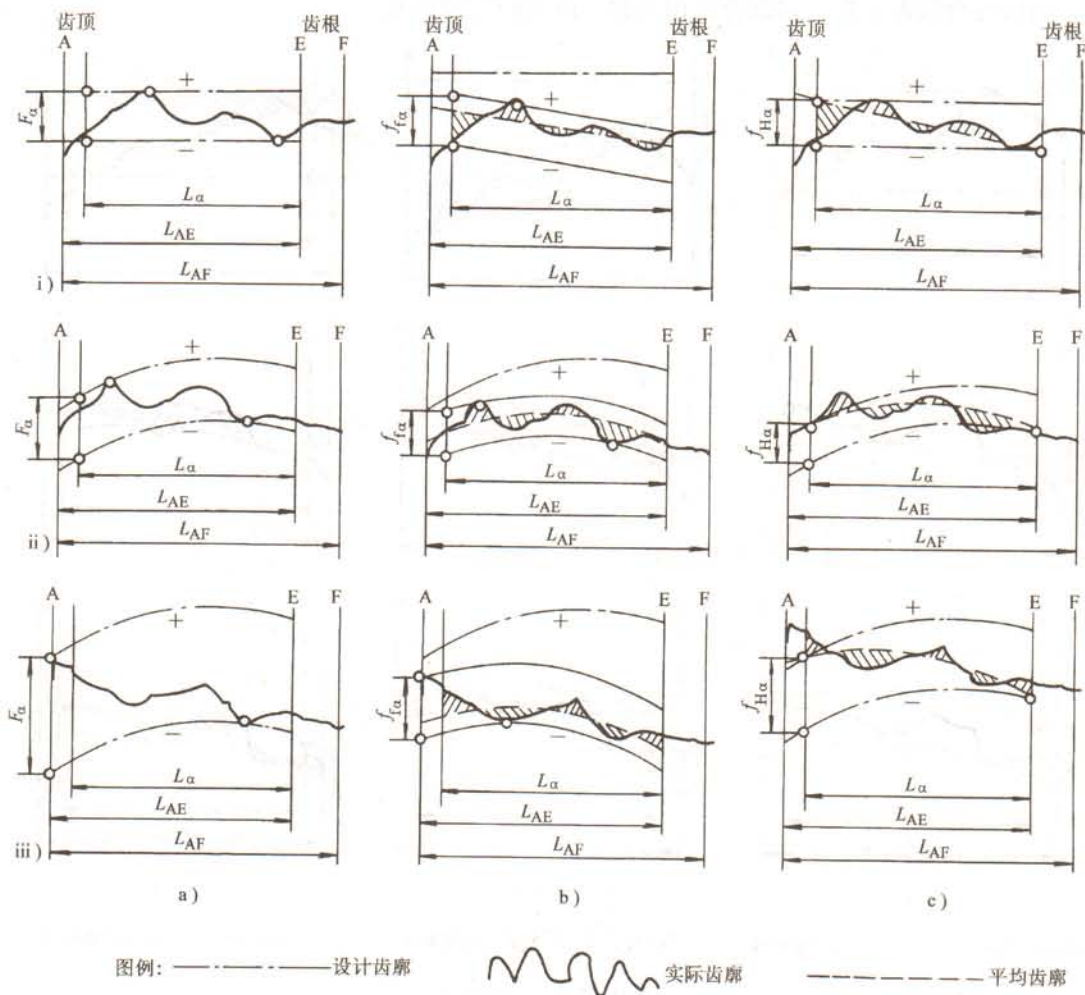


图 9-2 齿廓偏差

a) 齿廓总偏差 b) 齿廓形状偏差 c) 齿廓倾斜偏差

注: i) 设计齿廓: 未修形的渐开线; 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

ii) 设计齿廓: 修形的渐开线 (举例); 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

iii) 设计齿廓: 修形的渐开线 (举例); 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体外的正偏差。

设计螺旋线为符合设计规定的螺旋线。在螺旋线曲线图中, 未经修形的螺旋线的迹线一般为实线。通常用点划线表示设计螺旋线迹线。

9. 螺旋线总偏差 (F_{β})

在计值范围内, 包容实际螺旋线迹线的两条设计螺旋线迹线间的距离, 见图 9-3a。

10. 螺旋线形状偏差 (f_{β})

在计值范围内, 包容实际螺旋线迹线的两条与平均螺旋线迹线完全相同的曲线间的距

离, 且两条曲线与平均螺旋线迹线的距离为常数 (见图 9-3b)。

11. 螺旋线倾斜偏差 ($f_{H\beta}$)

在计值范围的两端与平均螺旋线迹线相交的设计螺旋线迹线间的距离, 见图 9-3c。

切向综合偏差包括切向综合总偏差和一齿切向综合偏差。

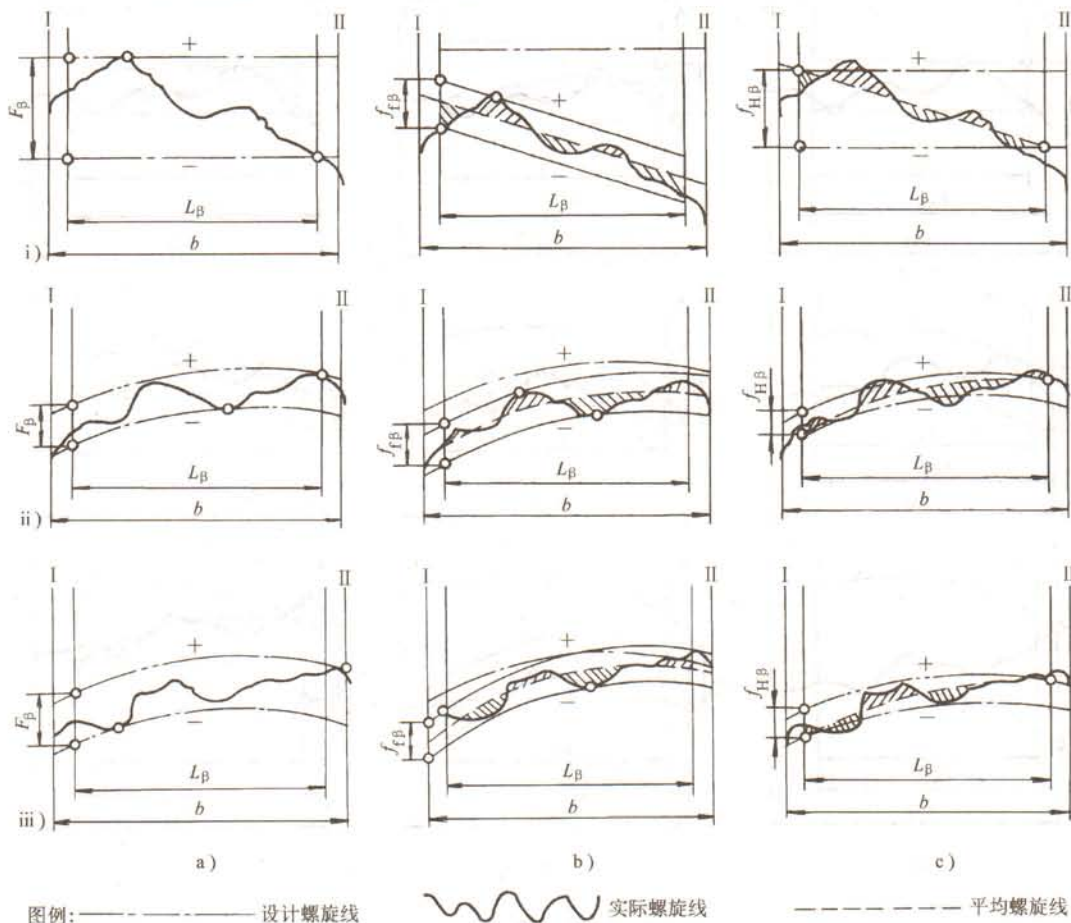


图 9-3 螺旋线偏差

a) 螺旋总偏差 b) 螺旋线形状偏差 c) 螺旋线倾斜偏差

注: i) 设计螺旋线: 未修形的螺旋线; 实际螺旋线: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

ii) 设计螺旋线: 修形的螺旋线 (举例); 实际螺旋线: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

iii) 设计螺旋线: 修形的螺旋线 (举例); 实际螺旋线: 在减薄区内具有偏向体外的正偏差。

12. 切向综合总偏差 (F_i')

被测齿轮与测量齿轮单面啮合检验时, 被测齿轮一转内, 齿轮分度圆上实际圆周位移与理论圆周位移的最大差值, 见图 9-4。在检测过程中, 齿轮的同侧齿面处于单面啮合状态。

13. 一齿切向综合偏差 (f_i')

在一个齿距内的切向综合偏差, 见图 9-4。

二、径向综合偏差与径向跳动的定义

径向综合偏差的测量值, 受到测量齿轮的精度和产品齿轮与测量齿轮的总重合度的影

响。所谓,“产品齿轮”是指正在被测量或评定的齿轮。

1. 径向综合总偏差

径向综合总偏差 F_r'' 是在径向(双面)综合检验时,产品齿轮的左右齿面同时与测量齿轮接触,并转过一整圈时出现的中心距最大值和最小值之差。图 9-5 是相关图形的实例。

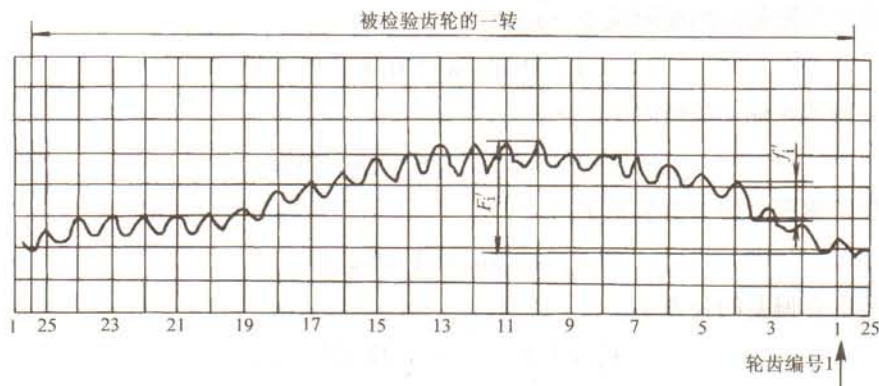


图 9-4 切向综合偏差

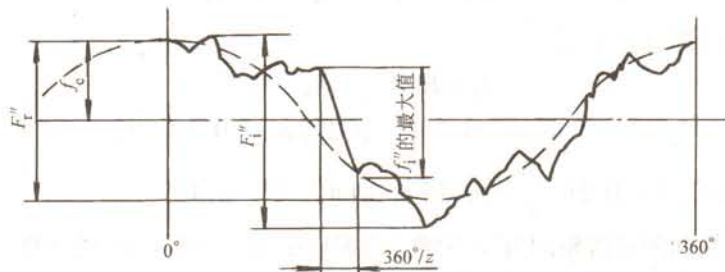


图 9-5 径向综合偏差曲线

2. 一齿径向综合偏差

一齿径向综合偏差 f_r'' 是当产品齿轮啮合一整圈时,对应一个齿距 ($360^\circ/z$) 的径向综合偏差值。产品齿轮所有轮齿的 f_r'' 的最大值不应超过规定的允许值(见图 9-5)。

第三节 渐开线圆柱齿轮的精度设计方法

一、渐开线圆柱齿轮的精度等级及其确定

1. 精度等级的规定

国标对渐开线圆柱齿轮规定了 13 个精度等级,分别用阿拉伯数字表示,精度由高到低依次为 0、1、2、3、…、12 级。

2. 精度等级的确定

齿轮的精度等级是通过实测的偏差值,与本章附表 9-1 至附表 9-11 规定的数值进行比较后确定的。

根据齿轮的使用要求,如果齿轮的精度等级规定为标准中的某一等级,而无其他规定时,则单个齿距偏差 f_{pt} 、齿距累积偏差 F_{pk} 、齿距累积总偏差 F_p 、齿廓总偏差 F_a 和螺旋线

总偏差 F_β 的各项偏差的允许值, 均按该精度等级。然而按协议, 对工作和非工作齿面可规定不同精度等级, 或对于不同偏差项目可规定不同的精度等级。另外也可以仅对工作齿面规定所要求的精度等级。

3. 5 级精度的公差或极限偏差的计算式

(1) 单个齿距偏差的极限偏差 $\pm f_{pt}$

$$\pm f_{pt} = 0.3(m_n + 0.4\sqrt{d}) + 4 \quad (9-1)$$

(2) 齿距累积偏差的极限偏差 $\pm F_{pk}$

$$\pm F_{pk} = f_{pt} + 1.6\sqrt{(k-1)m_n} \quad (9-2)$$

(3) 齿距累积总偏差的公差 F_p

$$F_p = 0.3m_n + 1.25\sqrt{d} + 7 \quad (9-3)$$

(4) 齿廓总偏差的公差 F_α

$$F_\alpha = 3.2\sqrt{m_n} + 0.22\sqrt{d} + 0.7 \quad (9-4)$$

(5) 螺旋线总偏差的公差 F_β

$$F_\beta = 0.1\sqrt{d} + 0.63\sqrt{b} + 4.2 \quad (9-5)$$

(6) 一齿切向综合公差 f'_i

$$f'_i = K(4.3 + f_{pt} + F_\alpha)$$

即

$$f'_i = K(9 + 0.3m_n + 3.2\sqrt{m_n} + 0.34\sqrt{d}) \quad (9-6)$$

式中, 当 $\epsilon_r < 4$ 时, $K = 0.2\left(\frac{\epsilon_r + 4}{\epsilon_r}\right)$; 当 $\epsilon_r \geq 4$ 时, $K = 0.4$ 。

如果产品齿轮和测量齿轮的齿宽不同, 则按较小的齿宽进行 ϵ_r 的计算。

如果对轮齿的齿廓和螺旋线进行了较大的修形, 检测时, ϵ_r 和 K 将会受到较大的影响, 因而在评定测量结果时这些因素必须考虑在内。在这种情况下, 对检测条件和记录曲线的评定应另订专门的协议。

(7) 切向综合总公差 F'_i

$$F'_i = F_p + f'_i \quad (9-7)$$

(8) 齿廓形状公差 f_{fa}

$$f_{fa} = 2.5\sqrt{m_n} + 0.17\sqrt{d} + 0.5 \quad (9-8)$$

(9) 齿廓倾斜极限偏差 $\pm f_{H\alpha}$

$$\pm f_{H\alpha} = 2\sqrt{m_n} + 0.14\sqrt{d} + 0.5 \quad (9-9)$$

(10) 螺旋线形状公差 $f_{f\beta}$ 和螺旋线倾斜极限偏差 $\pm f_{H\beta}$

$$f_{f\beta} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3 \quad (9-10)$$

$$\pm f_{H\beta} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3$$

(11) 径向综合总公差 F''_i

$$F''_i = 3.2m_n + 1.01\sqrt{d} + 6.4 \quad (9-11)$$

(12) 一齿径向综合公差 f''_i

$$f''_i = 2.96m_n + 0.01\sqrt{d} + 0.8 \quad (9-12)$$

(13) 径向跳动公差 F_r

$$F_r = 0.8F_p = 0.24m_n + 1.0\sqrt{d} + 5.6 \quad (9-13)$$

式(9-11)和式(9-13)中的法向模数和直径使用实际值。公式中的参数 m_n 、 d 和 b 按规定取各分段界限值的几何平均值。

其他精度等级的数值是按上述对5级精度规定的公式乘以级间公比计算出来的。两相邻精度等级的级间公比等于 $\sqrt{2}$ ，本级数值除以(或乘以) $\sqrt{2}$ 即可得到相邻较高(较低)等级的数值。5级精度的未圆整的计算值乘以 $2^{0.5(Q-5)}$ ，即可得任一精度等级的待求值，式中 Q 是待求值的精度等级数。应对计算值进行圆整。

对于没有提供数值表的齿距累积偏差 F_{pk} 的允许值，可通过计算得到。

二、齿轮坯的精度及确定

1. 基准轴线和基准平面的定义及其确定

(1) 基准轴线和基准平面的定义 基准轴线是由基准面中心确定的。齿轮依此轴线来确定齿轮的细节，特别是确定齿距、齿廓和螺旋线的公差。

工作轴线是指齿轮在工作时绕其旋转的轴线。它是由工作安装面的中心确定的。工作轴线只有在考虑整个齿轮组件时才有意义。

基准轴线是制造者(和检测者)用来对单个零件确定轮齿几何形状的轴线，设计者的责任是确保基准轴线得到足够清楚和精确的确定，从而保证齿轮相应于工作轴线的技术要求得以满足。

满足此要求的最常用的方法是确定基准轴线，使其与工作轴线重合，即将安装面作为基准面。然而，在一般情况下首先需确定一个基准轴线，然后将其他所有的轴线(包括工作轴线及可能还有一些制造轴线)用适当的公差与之相联系。在此情况下，公差链中所增加的链节的影响应该考虑进去。

基准面是用来确定基准轴线的面。工作安装面是用来安装齿轮的面。制造安装面是齿轮制造或检测时用来安装齿轮的面。

(2) 基准轴线和基准平面的确定 一个零件的基准轴线是用基准面来确定的，有三种基本方法实现它：

1) 第1种方法。如图9-6

所示，用两个“短的”圆柱或圆锥形基准面上设定的两个圆的圆心来确定轴线上的两个点。

2) 第2种方法。如图9-7所示，用一个“长的”圆柱或圆锥形的面来同时确定轴线的方向和位置。孔的轴线可以用与之相匹配正确地装配的工作芯轴的轴线来代表。

3) 第3种方法。如图9-8所示，轴线的位置用一个“短的”圆柱形基准面上的一个圆的圆心来确定，而其方向则用垂直于此轴线的基准端面来确定。

如果采用第1或第3种方法，其圆柱或圆锥形基准面必须是轴向很短的，以保证它们自己不会单独确定另一条轴线。在第3种方法中，基准端面的直径应该越大越好。

在与小齿轮做成一体的轴上常常有一段需安装大齿轮的地方，此安装面的公差值必须选

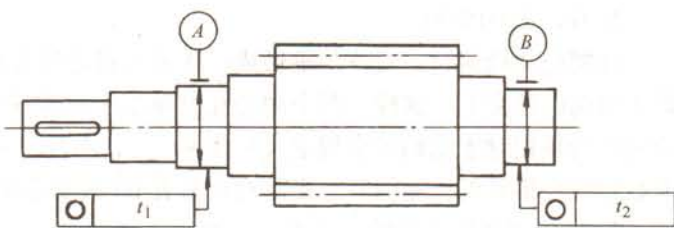


图 9-6 用两个“短的”基准面确定基准轴线

注：A 和 B 是预定的轴承安装表面。

择得与大齿轮的质量要求相适应。

有关齿轮轮齿精度（齿廓偏差、相邻齿距偏差等等）的参数的数值，只有明确其特定的旋转轴线时才有意义。当测量时齿轮围绕其旋转的轴如有改变，则这些参数测量值也将改变。因此在齿轮的图纸上必须把规定轮齿公差基准轴线明确表示出来，事实上所有整个齿轮的几何形状均以其为准。

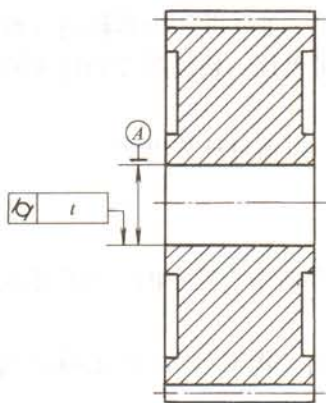


图 9-7 用一个“长的”基准面确定基准轴线

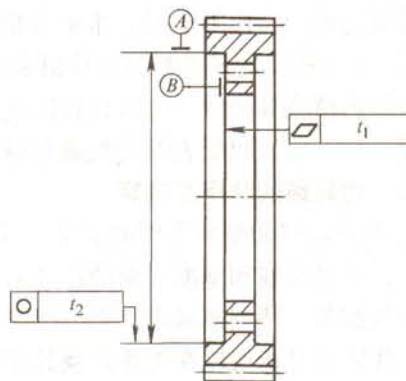


图 9-8 用一个圆柱面和一个端面确定基准轴线

齿轮坯的尺寸偏差和齿轮箱体的尺寸偏差对于齿轮副的接触条件和运行状况有着极大的影响。由于在加工齿轮坯和箱体时保持较紧的公差，比加工高精度的轮齿要经济得多，因此应首先根据拥有的制造设备的条件，尽量使齿轮坯和箱体的制造公差保持最小值。这种办法，可使加工的齿轮有较松的公差，从而获得更为经济的整体设计。

2. 中心孔的应用

在制造和检测时，对待与轴做成一体的小齿轮最常用也是最满意的方法，是将该零件安置于两端的顶尖上。这样，两个中心孔就确定了它的基准轴线，齿轮公差及（轴承）安装面的公差均须相对于此轴线来规定（见图 9-9），而且很明显，安装面相对于中心孔的跳动公差必须规定很紧的公差值。务必注意中心孔 60°接触角范围内应对准成一直线。

3. 齿轮坯的形状和跳动公差

(1) 基准面的形状公差 基准面的要求精度取决于规定的齿轮精度。这些面的相对位置，一般地说，跨距占齿轮分度圆直径的比例越大，给定的公差可以越松。这些面的精度要求，必须在零件图上规定。

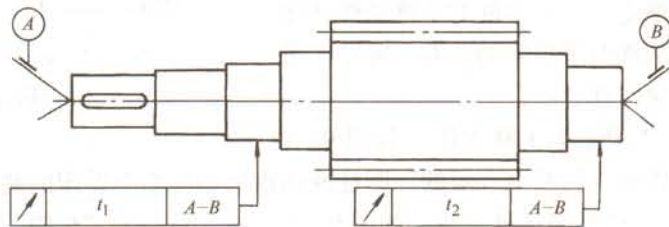


图 9-9 用中心孔确定基准轴线

所有基准面的形状公差不应大于本章附表 9-12 中所规定的数值。公差应减至最小。

(2) 工作及制造安装面的形状公差 工作安装面的形状公差，不应大于本章附表 9-12 中所给定的数值。如果用了另外的制造安装面时，应采用图样的限制。

(3) 工作轴线的跳动公差 当基准轴线与工作轴线并不重合时，则工作安装面相对于基

准轴线的跳动，必须在图样上予以控制。跳动公差不应大于本章附表 9-13 中规定的数值。

(4) 齿轮切削和检测时使用的安装面 在制造中切削轮齿使其达到规定的公差以及在检测时，测量其实际偏差使测量值有足够的精确度，十分重要的一点是在制造和检测过程中，齿轮的安装应使其旋转的实际轴线尽可能地与图样上规定的基准轴线相接近。

除非在制造和检测中用来安装齿轮的安装面就是基准面，否则这些安装面相对于基准轴线的位置也必须予以控制。本章附表 9-13 中所给的数值可作为这些面合适的公差值。为了获得最高的精度，如制造高质量齿轮时所做的，将跳动“高点”的位置和数值标记在基准面的附近，在每一步找正时，重复其相当的跳动量。

在制造齿轮坯的严格过程控制中，要应用精确的膨胀式芯轴以齿轮坯的中心定位，要应用一适当的夹具以支承齿轮坯使之在限定的跳动量内，还要用高质量的齿轮加工机床，在齿轮加工机床上，齿轮坯的位置只须对一批工件中的首件进行检查。这个步骤是大批量加工齿轮时的典型步骤。

对于高精度齿轮，必须设置专门的基准面（见图 9-10）。对于很高精度的齿轮（例如 GB/T 10095.1 的 4 级精度或更高），齿轮加工前需装在轴上，在这种情况下，轴颈可用作基准面。

(5) 齿顶圆柱面 设计者应当选择顶圆直径的公差以保证最小限度的设计重合度，同时又具有足够的顶隙。如果把齿顶圆柱面作为基准面，上述数值仍可用作尺寸公差，而其形状公差不应大于本章附表 9-12 中的适当数值。

(6) 公差组合 当工作轴线与基准轴线重合时，或可直接从工作轴线来规定公差时，可应用本章附表 9-13 的公差。不是这种情形时，则两者之间存在着公差链，此时就需要把那些本章附表 9-12 和本章附表 9-13 中的单项公差数值适当减小。减小的程度取决于该公差链排列，一般大致与 n 的平方根成正比，其中 n 为公差链中的链节数。

对于很高精度的齿轮，通常需要先装到轴上，然后再精加工轮齿。如果做不到时，可将装配后的齿轮，在其基准面上测量跳动量，用此法来表明所要求的总的齿轮精度已经达到。这种测量不仅能发现由于所有工作安装面的综合跳动所导致的误差，而且还能发现由于装在轴上的任何轴承圈的跳动所导致的误差。

(7) 其他齿轮的安装面 在与小齿轮做成一体的轴上，常常有一段安装一个大齿轮。这时大齿轮安装面的公差应妥善考虑大齿轮轮齿的质量要求后进行选择。常用的适当办法是相当于已经确定的基准轴线规定允许的跳动量。

当安装在齿轮机床上加工时，或安装在检测仪上时以及最后在使用中安装时，用它们可以进行找正。对于更高精度的工件，基准面还须进行校验，对其跳动的高点，要标明其量值和位置。这个高点以及它的量值，在加工过程的每一步找正中均应复现出来，以保证很高精

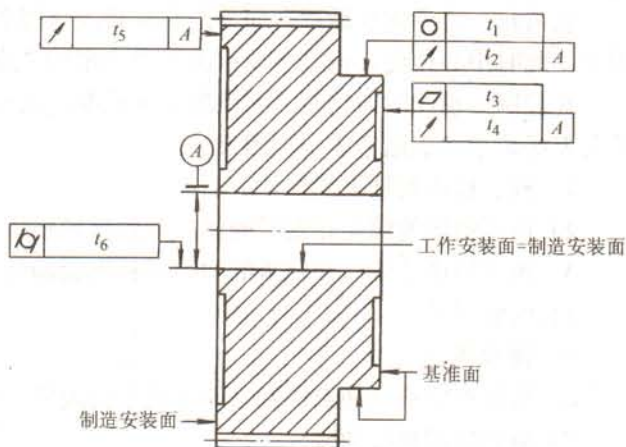


图 9-10 高精度齿轮带有基准面

度齿轮的要求。

但是,很多校验齿轮装置是小批量生产的。在此情况下,装在齿轮加工机床上的齿轮的位置,在切削之前都必须校验,是校验每件齿轮坯还是部分校验,取决于齿轮制造者的经验。对于中等精度的齿轮,齿顶圆柱面的一部分可用来作为径向基准面,而轴向位置则可用齿轮切削时的安装面进行校验。

4. 中心距和轴线的平行度

设计者应对中心距 a 和轴线的平行度两项偏差选择适当的公差。公差值的选择应按其使用要求能保证相啮合轮齿间的侧隙和齿长方向正确接触。提供在装配时调整轴承位置的设施,可能是达到高精度要求最为有效的技术措施。然而,在很多情况下,其成本之高昂很难令人接受。

(1) 中心距允许偏差 中心距公差是指设计者规定的允许偏差,公称中心距是在考虑了最小侧隙及两齿轮的齿顶和其相啮的非渐开线齿廓齿根部分的干涉后确定的。

在齿轮只是单向承载运转而不经常反转的情况下,最大侧隙的控制不是一个重要的考虑因素,此时中心距允许偏差主要取决于重合度的考虑。

在控制运动用的齿轮中,其侧隙必须控制;还有当轮齿上的负载常常反向时,对中心距的公差必须很仔细地考虑下列因素:

- 1) 轴、箱体和轴承的偏斜。
- 2) 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不一致。
- 3) 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的错斜。
- 4) 安装误差。
- 5) 轴承跳动。
- 6) 温度的影响(随箱体和齿轮零件间的温差,中心距和材料不同而变化)。
- 7) 旋转件的离心伸胀。
- 8) 其他因素,例如润滑剂污染的允许程度及非金属齿轮材料的溶胀。

高速传动装置中心距公差的选择,还有其他考虑。

齿轮传动中,有一个齿轮带动若干个齿轮(或反过来)的情形,例如行星齿轮传动中有若干个行星轮;又如在全桥驱动车的分动器或动力输出齿轮,在此情况下,为了使所有的啮合得到适当的负荷分配并有正确的工作条件,需要限制中心距的允许偏差。

(2) 轴线平行度公差 由于轴线平行度偏差的影响与其向量的方向有关,对“轴线平面内的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ 和“垂直平面上的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ 作了不同的规定(见图9-11)。

“轴线平面内的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ 是在两轴线的公共平面上测量的,这公共平面是用两轴承跨距中较长的一个 L 和另一根轴上的一个轴承来确定的,如果两个轴承的跨距相同,则用小齿轮轴和大齿轮轴的一个轴

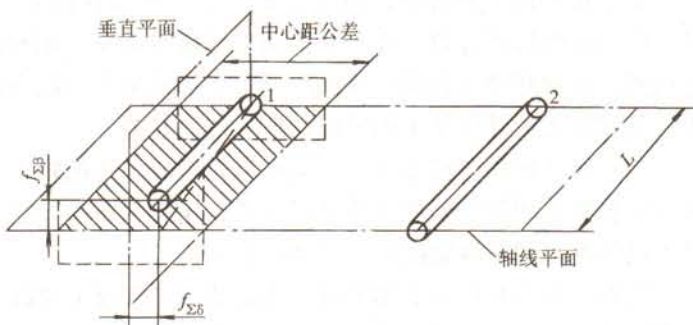


图9-11 轴线平行度偏差

承。“垂直平面上的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ 是在与轴线公共平面相垂直的“交错轴平面”上测量的。

每项平行度偏差是以与有关轴轴承间距离 L （“轴承中间距” L ）相关连的值来表示的，见图9-11。

轴线平面内的轴线偏差影响螺旋线啮合偏差，它的影响是工作压力角的正弦函数，而垂直平面上的轴线偏差的影响则是工作压力角的余弦函数。可见一定量的垂直平面上偏差导致的啮合偏差将比同样大小的平面内偏差导致的啮合偏差要大2~3倍。因此，对这两种偏差要素要规定不同的最大推荐值。

(3) 轴线偏差的推荐最大值 垂直平面上偏差 $f_{\Sigma\beta}$ 的推荐最大值为

$$f_{\Sigma\beta} = 0.5 \left(\frac{L}{b} \right) F_{\beta} \quad (9-14)$$

轴线平面内偏差 $f_{\Sigma\alpha}$ 的推荐最大值为

$$f_{\Sigma\alpha} = 2f_{\Sigma\beta} \quad (9-15)$$

三、侧隙和齿厚的确定

1. 侧隙的确定

在一对装配好的齿轮副中，侧隙 j 是相啮齿轮齿间的间隙，它是在节圆上齿槽宽度超过相啮合的轮齿齿厚的量。侧隙可以在法向平面上或沿啮合线（见图9-12）测量，但是它是在端平面上或啮合平面（基圆切平面）上计算和规定的。

单个齿轮并没有侧隙，它只有齿厚，相啮齿的侧隙是由一对齿轮运行时的中心距以及每个齿轮的实效齿厚所控制。

所有相啮的齿轮必定要有些侧隙。必须保证非工作齿面不会相互接触，在一个已定的啮合中，侧隙在运行中由于受速度、温度、负载等的变动而变化。在静态可测量的条件下，必须有足够的侧隙，以保证在带负载运行于最不利的工作条件下仍有足够的侧隙。

侧隙需要的量与齿轮的大小、精度、安装和应用情况有关。

最小侧隙 $j_{b\min}$ 是当一个齿轮的齿以最大允许实效齿厚与一个也具有最大允许实效齿厚的相配齿在最紧的允许中心距相啮合时，在静态条件下存在的最小允许侧隙。这是设计者所提供的传统“允许侧隙”，以防备下列所述情况：箱体、轴和轴承的偏斜；由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不对准；由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的歪斜；安装误差，例如轴的偏心；轴承径向跳动；温度影响（箱体与齿轮零件的温度差、中心距和材料差异所致）；旋转零件的离心胀大；其他因素，例如由于润滑剂的允许污染以及非金属材料齿轮材料的溶胀。

如果上述因素均能很好的控制，则最小侧隙值可以很小，每一个因素均可用分析其公差来进行估计，然后可计算出最小的要求量，在估计最小期望要求值时，也需要用判断和经验，因为在最坏情况时的公差，不大可能都叠加起来。

本章附表9-14列出了对工业传动装置推荐的最小侧隙，这传动装置是用黑色金属齿轮

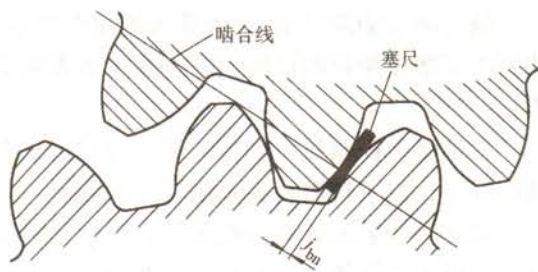


图9-12 用塞尺测量侧隙（法向平面）

和黑色金属的箱体制造的, 工作时节圆线速度小于 15m/s , 其箱体、轴和轴承都采用常用的商业制造公差。

一对齿轮副中的最大侧隙 j_{bnmax} , 是齿厚公差、中心距变动和轮齿几何形状变异的影响之和。理论的最大侧隙发生于两个理想的齿轮按最小齿厚的规定制成, 且在最松的允许中心距条件下啮合, 最松的中心距对外齿轮是指最大的, 对内齿轮是指最小的。

最大理论侧隙也可发生于当两个齿轮都按最小实效齿厚 s_{wtmin} 制成, 且运行于最松中心距条件下碰在一起时。在实践中, 那种情况不大可能发生。

s_{wtmin} 的值, 计算方法如下:

$$s_{\text{wtmin}} = s_{\text{wt}} - E_{\text{sn}} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \beta_b} \frac{1}{\cos \alpha_{\text{wt}}} - 2F_i'' \tan \alpha_{\text{wt}}$$

$$j_{\text{wtmax}} = p_{\text{wt}} - s_{\text{wtmin1}} - s_{\text{wtmin2}} - (a_{\text{max}} - a_{\text{min}}) 2 \tan \alpha_{\text{wt}}$$

式中 s_{wt} ——在工作直径处的理论端面齿厚;

p_{wt} ——工作节圆的齿距, $p_{\text{wt}} = \frac{2\pi a_{\text{min}}}{z_1 + z_2}$ 。

在工作直径处侧隙的值, 可以按下面方法转换成塞尺测得的侧隙 j_{bn} :

$$j_{\text{bn}} = j_{\text{wt}} \cos \alpha_{\text{wt}} \cos \beta_b \text{ 或 } j_{\text{bn}} = j_{\text{wn}} \cos \alpha_n$$

最大期望侧隙是 j_{bnmax} 及轮齿的单个要素和中心距变动的统计分布的函数。由于制造上的原因而造成轮齿的任何偏差将减少最大期望侧隙, 需要用经验和判断来估计一个合理的数值。

如果必须控制最大侧隙的话, 应该对最大侧隙的每个要素作仔细的分析, 然后选择一个精度等级, 以求按需要去限制轮齿的偏差。

对于一个装配好的齿轮传动装置, 特别是多级传动, 如果用最大侧隙作为验收合格准则时, 其最大合格值必须很小心地选择, 以求总成的每个部分都能有合理的制造公差。

2. 侧隙配合的确定

装配好的齿轮是相匹配的产品, 为了保证它们无障碍地运转, 需要适当的侧隙配合。决定配合的齿轮副要素有 (图 9-13): 小齿轮的齿厚 s_1 ; 大齿轮的齿厚 s_2 ; 箱体的轴中心距 a 。

除了上述这些要素的尺寸外, 齿轮的配合也受到齿轮的形状和位置偏差以及轴线平行度的影响。

小齿轮和大齿轮的齿厚 (实际) 尺寸和轴的中心距尺寸加上相应齿轮要素的偏差, 确定了齿轮轮齿的侧隙 j , 即在工作直径处非工作齿面间的间隙。

通常, 最大侧隙并不影响传递运动的性能和平稳性, 同时, 实效齿厚偏差也不是在选择齿轮的精度等级时的主要考虑因素。在这些情况下, 选择齿厚及其测量方法并非关

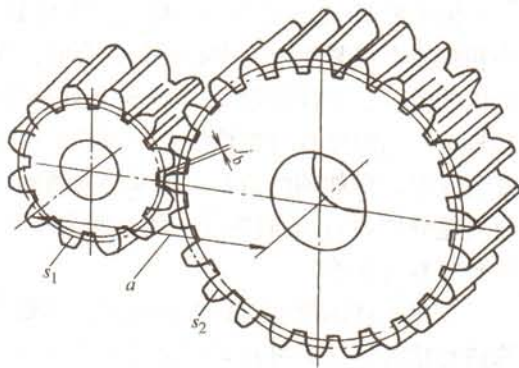


图 9-13 齿轮轮齿的配合

键, 可以用最方便的方法。在很多应用场合, 允许用较宽的齿厚公差或工作侧隙, 这样做不会影响齿轮的性能和承载能力, 却可以获得较经济的制造成本。除非十分必要, 不应该采用很紧的齿厚公差, 因为这对于制造成本有很大的影响。当最大侧隙必须严格控制的情况下, 对各影响因素必须仔细地研究, 有关齿轮的精度等级、中心距公差和测量方法, 必须仔细地予以规定。

很可能需要规定一个更为精密的精度等级, 以便保持最大侧隙在要求的极限范围之内。

最小工作侧隙不应当成为零或负值。由于工作侧隙是由装配侧隙和工作状态确定的, 它们包括挠度、安装误差、轴承的径向跳动、温度以及其他未知因素的影响, 因而必须区别开装配侧隙和工作侧隙。

侧隙不是一个固定值, 由于制造公差和工作状态等原因, 它在不同的轮齿位置上是变动的。

3. 齿厚的确定

(1) 最大齿厚 齿轮的最大齿厚是这样确定的, 即假定齿轮在最小中心距时与一个理想的相配齿轮啮合, 能存在所需的最小侧隙。齿厚偏差使最大齿厚从其最大值减小, 从而增加了侧隙。

对于 $x=0$ 的齿轮, 理论齿厚或公称齿厚通常等于分度圆上的齿距的一半。除非有专门的规定, 一个未装配的齿轮其实际最大齿厚常常比理论值要小, 因为制造者常常以减小齿厚来实现侧隙。

对于任何检测方法所规定的最大齿厚必须减小, 以便确保径向跳动及其他切齿时变化对检测结果的影响, 不致增加最大实效齿厚, 规定的最小齿厚也必须减小, 以便使所选择的齿厚公差能实现经济的齿轮制造, 且不会被来源于精度等级的其他公差所耗尽。

(2) 齿厚公差 轮齿的给定尺寸公差的影响, 取决于装配。另外, 尺寸的测量取决于所用的方法及轮齿的几何偏差, 如在 GB/T 10095.1 和 GB/Z 18620.1 中所论述的。为了确定这些影响, 计算应在端平面上进行, 因为最终的齿轮传动运动和侧隙, 常常是在圆周上测得的值。

齿厚与侧隙的给定值, 是由设计人员按其使用情况选定的, 在分度圆上垂直于齿线方向来规定和测量其值, 可能是方便的。

(3) 齿厚上偏差 E_{sns} 齿厚上偏差取决于分度圆直径和允许差, 其选择大体上与轮齿精度无关。

(4) 齿厚下偏差 E_{sni} 齿厚下偏差是综合了齿厚上偏差及齿厚公差后获得的, 由于上、下偏差都使齿厚减薄, 从齿厚上偏差中应减去公差值。

$$E_{sni} = E_{sns} - T_{sn}$$

其中

$$T_{sn} = T_{st} \cos \beta$$

式中, E_{sni} 和 E_{sns} 应有正负号。

(5) 法向齿厚公差 T_{sn} 法向齿厚公差的选择, 基本上与轮齿的精度无关, 它主要应由制造设备来控制。如果出于工作运行的原因必须控制最大侧隙时, 就必须用国标 GB/Z 18620.2—2002 附录 A 中所提供的方法进行计算。必须注意太小的齿厚公差对制造成本和保持轮齿的精度方面是不利的, 因为它们在制造过程中不必要地限制了校正的可能性。

附 表

附表 9-1 单个齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$ (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5\leq d\leq 20$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.8	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0
	$2<m_n\leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0
$20<d\leq 50$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.9	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0
	$2<m_n\leq 3.5$	1.0	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5<m_n\leq 6$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$6<m_n\leq 10$	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
$50<d\leq 125$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0
	$2<m_n\leq 3.5$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$3.5<m_n\leq 6$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0	73.0
	$6<m_n\leq 10$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0
	$10<m_n\leq 16$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$16<m_n\leq 25$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0

附表 9-2 齿距累积总公差 F_p (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5\leq d\leq 20$	$0.5\leq m_n\leq 2$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0
	$2<m_n\leq 3.5$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
$20<d\leq 50$	$0.5\leq m_n\leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0
	$2<m_n\leq 3.5$	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0
	$3.5<m_n\leq 6$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0
	$6<m_n\leq 10$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0	131.0	185.0
$50<d\leq 125$	$0.5\leq m_n\leq 2$	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0
	$2<m_n\leq 3.5$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0
	$3.5<m_n\leq 6$	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	220.0
	$6<m_n\leq 10$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0	231.0
	$10<m_n\leq 16$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$16<m_n\leq 25$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0

附表 9-3 齿廓总公差 F_α (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5\leq d\leq 20$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0
	$2<m_n\leq 3.5$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0

(续)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0
	$6 < m_n \leq 10$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$6 < m_n \leq 10$	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0
	$10 < m_n \leq 16$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	159.0
	$16 < m_n \leq 25$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0

附表 9-4 螺旋线总公差 F_p (摘自 GB/T 10095.1—2001)(单位: μm)

分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.5	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0
	$10 \leq b \leq 20$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0
	$80 < b \leq 160$	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0
	$20 < b \leq 40$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	95.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0
	$80 < b \leq 160$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0
	$160 < b \leq 250$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$250 < b \leq 400$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0

附表 9-5 f'_t/K 的比值 (摘自 GB/T 10095.1—2001)(单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0

(续)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0
	$6 < m_n \leq 10$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0	251.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0
	$6 < m_n \leq 10$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	263.0
	$10 < m_n \leq 16$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0	308.0
	$16 < m_n \leq 25$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	259.0	366.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	247.0
	$6 < m_n \leq 10$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0	281.0
	$10 < m_n \leq 16$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0	231.0	326.0
	$16 < m_n \leq 25$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0	384.0
	$25 < m_n \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0	233.0	329.0	465.0

附表 9-6 齿廓形状公差 f_{ta} (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	0.6	0.9	1.3	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	0.7	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0
	$6 < m_n \leq 10$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m_n \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$2 < m_n \leq 3.5$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0
	$3.5 < m_n \leq 6$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0
	$6 < m_n \leq 10$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0
	$10 < m_n \leq 16$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0
	$16 < m_n \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0

附表 9-7 齿廓倾斜极限偏差 $\pm f_{H\alpha}$ (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5\leq d\leq 20$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.5	0.7	1.0	1.5	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0
	$2< m_n\leq 3.5$	0.7	1.0	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0
$20< d\leq 50$	$0.5\leq m_n\leq 2$	0.6	0.8	1.2	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0
	$2< m_n\leq 3.5$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$3.5< m_n\leq 6$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0
	$6< m_n\leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0

附表 9-8 螺旋线形状公差 $f_{\text{H}\beta}$ 和螺旋线倾斜极限偏差 $\pm f_{\text{H}\beta}$ (摘自 GB/T 10095.1—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	齿宽 b/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0
	$10 \leq b \leq 20$	0.9	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$10 < b \leq 20$	0.9	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$20 < b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0
	$40 < b \leq 80$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0
	$80 < b \leq 160$	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0
	$10 < b \leq 20$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$20 < b \leq 40$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$40 < b \leq 80$	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$80 < b \leq 160$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
	$160 < b \leq 250$	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0
	$250 < b \leq 400$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	132.0

附表 9-9 径向综合总公差 F_{α}'' (摘自 GB/T 10095.2—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	8.0	12	16	23	33	46	66	93	131
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	9.0	12	18	25	35	50	70	100	141
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	10	14	19	27	38	54	76	108	153
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	11	16	22	32	45	63	89	126	179
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	14	20	28	39	56	79	112	158	223

(续)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	9.0	13	19	26	37	52	74	105	148
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	10	14	20	28	40	56	80	113	160
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	11	15	21	30	42	60	85	120	169
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	11	16	23	32	45	64	91	128	181
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	13	18	26	37	52	73	103	146	207
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	16	22	31	44	63	89	126	178	251
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	20	28	39	56	79	111	157	222	314
	$6.0 < m_n \leq 10$	26	37	52	74	104	147	209	295	417
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	12	16	23	33	46	66	93	131	185
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	12	17	25	35	49	70	98	139	197
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	13	18	26	36	52	73	103	146	206
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	14	19	27	39	55	77	109	154	218
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	15	22	31	43	61	86	122	173	244
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	18	25	36	51	72	102	144	204	288
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	22	31	44	62	88	124	176	248	351
	$6.0 < m_n \leq 10$	28	40	57	80	114	161	227	321	454

附表 9-10 一齿径向综合公差 $f_{i''}$ (摘自 GB/T 10095.2—2001) (单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.0	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	39
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	50
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	74
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	115
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	43	61	87	123	174
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	190	269

(续)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	87	123	174
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	191	269

附表 9-11 径向跳动公差 F_r (摘自 GB/T 10095.2—2001)(单位: μm)

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级													
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
$5\leq d\leq 20$	$0.5\leq m_n\leq 2.0$	1.5	2.5	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51	72	102	
	$2.0< m_n\leq 3.5$	1.5	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75	106	
$20< d\leq 50$	$0.5\leq m_n\leq 2.0$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23	32	46	65	92	130	
	$2.0< m_n\leq 3.5$	2.0	3.0	4.0	6.0	8.5	12	17	24	34	47	67	95	134	
	$3.5< m_n\leq 6.0$	2.0	3.0	4.5	6.0	8.5	12	17	25	35	49	70	99	139	
	$6.0< m_n\leq 10$	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	52	74	105	148	
$50< d\leq 125$	$0.5\leq m_n\leq 2.0$	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21	29	42	59	83	118	167	
	$2.0< m_n\leq 3.5$	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	21	30	43	61	86	121	171	
	$3.5< m_n\leq 6.0$	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31	44	62	88	125	176	
	$6.0< m_n\leq 10$	3.0	4.0	6.0	8.0	12	16	23	33	46	65	92	131	185	
	$10< m_n\leq 16$	3.0	4.5	6.0	9.0	12	18	25	35	50	70	99	140	198	
	$16< m_n\leq 25$	3.5	5.0	7.0	9.5	14	19	27	39	55	77	109	154	218	

附表 9-12 基准面与安装面的形状公差 (摘自 GB/Z18620.3—2002)

确定轴线的基准面	公 差 项 目		
	圆 度	圆 柱 度	平 面 度
两个“短的”圆柱或圆锥形基准面	$0.04(L/b)F_\beta$ 或 $0.1F_\beta$ 取两者中之小值		
一个“长的”圆柱或圆锥形基准面		$0.04(L/b)F_\beta$ 或 $0.1F_\beta$ 取两者中之小值	
一个短的圆柱面和一个端面	$0.06F_\beta$		$0.06(D_d/b)F_\beta$

注: 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

附表 9-13 安装面的跳动公差 (摘自 GB/Z18620.3—2002)

确定轴线的基准面	跳动量(总的指示幅度)	
	径 向	轴 向
仅指圆柱或圆锥形基准面	$0.15(L/b)F_\beta$ 或 $0.32F_p$, 取两者中之大值	
一个圆柱基准面和一个端面基准面	$0.3F_p$	$0.2(D_d/b)F_\beta$

注: 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

附表 9-14 对于中、大模数齿轮最小侧隙 j_{homin} 的推荐数据 (摘自 GB/Z18620.2—2002)

(单位: mm)

m_n	最 小 中 心 距 a_i					
	50	100	200	400	800	1600
1.5	0.09	0.11	—	—	—	—
2	0.10	0.12	0.15	—	—	—
3	0.12	0.14	0.17	0.24	—	—
5	—	0.18	0.21	0.28	—	—
8	—	0.24	0.27	0.34	0.47	—
12	—	—	0.35	0.42	0.55	—
18	—	—	—	0.54	0.67	0.94

注: 表中的数值, 也可用 $j_{\text{homin}} = \frac{2}{3}(0.06 + 0.0005a_i + 0.03m_n)$ 计算, a_i 必须是一个绝对值。

第十章 螺纹联接的精度设计

第一节 螺纹联接的种类及使用要求

螺纹联接在机电产品和仪器中应用十分广泛。按用途及使用要求的不同分为三类：普通螺纹、传动螺纹及紧密螺纹。

1. 普通螺纹

普通螺纹通常也称紧固螺纹，有粗牙和细牙两种。主要用于联接和紧固各种机械零部件，如螺钉与机体的联接，以及用螺栓和螺母联接并紧固两个联轴器套。对紧固螺纹，要求螺纹牙侧面接触均匀、紧密，以保证一定的联接强度（不过早损坏）和结合强度（不自动松脱），同时要求具有良好的旋合性，以便于装配和拆换。这类螺纹在结合时，应保证其最小间隙等于或接近于零，其公差带相当圆柱体间隙较小的几种配合。

2. 传动螺纹

传动螺纹主要用于传递动力、运动或实现精确位移，如机床传动丝杠和量仪测微螺杆上的螺纹。对传动螺纹，主要是要求具有传递动力的可靠性和足够的位移精度，即保证传动比的准确性、稳定性及较小的空程；另外，还必须有足够的灵活性（传动轻便、效率高）。故对这类结合必须保证最小间隙大于零。

3. 密封螺纹

密封螺纹主要用于对气体和液体的密封。对密封螺纹，要求保证具有足够的联接强度和紧密性。如管螺纹必须保证不漏气、不漏水。显然，这类螺纹结合必须有一定的过盈，它们的配合公差带，相当圆柱体的过盈或过渡配合。

根据目前使用的广泛性和标准的完整性，本章仅阐述普通螺纹与传动螺纹的精度设计。

第二节 普通螺纹的主要几何参数

螺纹联接是通过螺牙进行工作的，因此，为了保证螺纹联接的使用要求，首先应清楚螺纹的基本牙型及其主要几何参数。

一、普通螺纹的基本牙型

普通螺纹的牙型是在螺纹轴线的剖面上，截去原始三角形（两个底边连接着且平行于螺纹轴线的等边三角形，其高用 H 表示）的顶部和底部形成的。顶部截去 $H/8$ 和底部截去 $H/4$ 形成基本牙型，如图 10-1 所示。

从基本牙型中可以看出，普通螺纹的主要几

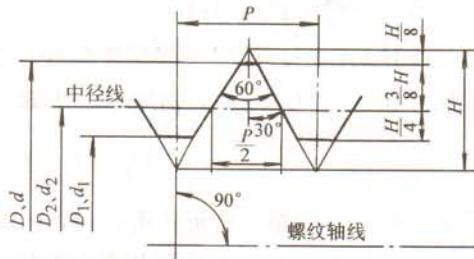


图 10-1 普通螺纹的基本牙型

何参数有大径 (D 、 d)、小径 (D_1 、 d_1)、中径 (D_2 、 d_2)、螺距 (P) 和牙型半角 ($d/2$) 等。代号中大写字母为内螺纹 (螺母), 小写字母为外螺纹 (螺栓、螺钉)。此外, 在保证使用要求方面还有旋合长度。

二、大径 (D 、 d)

大径是指与内螺纹牙底或外螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径。国标规定大径的基本尺寸为螺纹的公称直径, 内、外螺纹大径的基本尺寸相等 ($D = d$)。螺纹的尺寸系列是大径与不同螺距的组合, 如表 10-1 所列, 直径分为三个系列, 优先选用第一系列, 其次是第二系列, 第三系列尽可能不用。对粗牙螺纹, 只有第一、二系列的尺寸, 对应只有一种螺距。

表 10-1 普通螺纹基本尺寸 (摘自 GB/T 197—1981) (单位: mm)

公称直径 (大径) D 、 d			螺距 P	中径 D_2 、 d_2	小径 D_1 、 d_1	公称直径 (大径) D 、 d			螺距 P	中径 D_2 、 d_2	小径 D_1 、 d_1
第一系列	第二系列	第三系列				第一系列	第二系列	第三系列			
10			1.5	9.026	8.376	20			2.5	18.376	17.294
			1.25	9.188	8.647				2	18.701	17.835
			1	9.350	8.917				1.5	19.026	18.376
			0.75	9.513	9.188				1	19.350	18.917
			(0.5)	9.675	9.459				(0.75)	19.513	19.188
									(0.5)	19.675	19.459
12			1.75	10.863	10.106	24			3	22.051	20.752
			1.5	11.026	10.376				2	22.701	21.835
			1.25	11.188	10.647				1.5	23.026	22.376
			1	11.350	10.917				1	23.350	22.917
			(0.75)	11.513	11.188				(0.75)	23.513	23.188
			(0.5)	11.675	11.459						
16			2	14.701	13.835	30			3.5	27.727	26.211
			1.5	15.026	14.376				(3)	28.051	26.752
			1	15.350	14.917				2	28.701	27.835
			(0.75)	15.513	15.188				1.5	29.026	28.376
			(0.5)	15.675	15.459				1	29.350	28.917
									(0.75)	29.513	29.188

注: 1. 直径优先选用第一系列, 其次第二系列, 第三系列尽可能不用。

2. 黑体字数码为粗牙螺距。括号内的螺距尽可能不用。

三、小径 (D_1 、 d_1)

小径是指与内螺纹牙顶或外螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径。内、外螺纹小径的基本尺寸相等 ($D_1 = d_1$)。由图 10-1 知:

$$D_1 = d_1 = D - 2 \times \frac{5}{8} H = D - 1.0825P \quad (10-1)$$

式中 H ——原始三角形高度, $H = 0.866025404P$ 。

为了应用方便, 与牙顶相重合的螺纹直径统称为顶径; 即外螺纹大径和内螺纹小径; 与牙底相重合的螺纹直径统称为底径; 即外螺纹小径和内螺纹大径。

四、中径 (D_2 、 d_2)

中径是指通过螺纹牙型上沟槽和凸起宽度相等的一个假想圆柱的直径。此假想圆柱称中径圆柱。内、外螺纹中径的基本尺寸相等 ($D_2 = d_2$)。由图 10-1 知:

$$D_2 = d_2 = D - 2 \times \frac{3}{8} H = D - 0.6495 P \quad (10-2)$$

五、单一中径 (D_{2a} 、 d_{2a})

单一中径是指通过螺纹牙型上沟槽宽度, 等于螺距基本尺寸一半的一个假想圆柱的直径 (见图 10-2)。

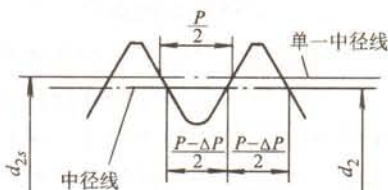


图 10-2 中径与单一中径

P —基本螺距 ΔP —螺距误差

六、螺距 (P) 和导程 (L)

螺距是指相邻两同侧牙面, 在中径线上对应两点间的轴向距离。对于大径 $\leq 68\text{mm}$ 的螺纹, 同一个直径可以对应一个或几个螺距, 其中最大的螺距称为粗牙, 其他均为细牙。

导程是指在同一条螺旋线上, 相邻牙在中径线上对应两点间的轴向距离。对单线螺纹, 导程等于螺距; 对多线螺纹, 导程等于螺距与螺纹线数的乘积, $L = nP$ 。

七、牙型角 (α)、牙型半角 ($\alpha/2$) 和牙侧角 (α_1 、 α_2)

牙型角是指在通过螺纹轴线剖面内, 相邻两牙侧间的夹角。牙型半角是指牙型角的一半。见图 10-3。普通螺纹的理论牙型角为 60° , 牙型半角为 30° 。

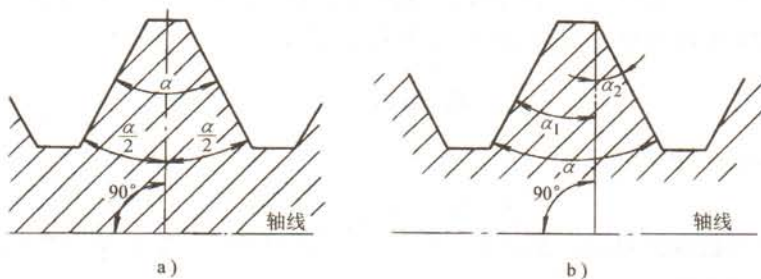


图 10-3 牙型角、牙型半角和牙侧角

a) 牙型角与牙型半角 b) 牙侧角

牙侧角是指在螺纹牙型上牙侧与螺纹轴线的垂线间的夹角。牙侧角基本值与牙型半角相等。

八、螺纹旋合长度

螺纹旋合长度是指两个相互配合的螺纹, 沿螺纹轴线方向彼此旋合部分的长度。

第三节 螺纹几何精度的分析

螺纹联接的使用要求: ①可旋合性, 即直径和螺距相同的内、外螺纹能相互自由旋合; ②联接可靠性, 即有足够的接触面积, 从而保证一定的联接强度。螺纹的几何精度就是要满足上述两项要求。

为了保证可旋合性, 在旋合长度内, 内、外螺纹不得在大径及小径处相互干涉, 应在该

两处留有一定的间隙,即内螺纹的大径和小径分别大于外螺纹的大径和小径。因此,影响螺纹可旋合性及联接可靠性的主要因素是中径、螺距和牙侧角偏差。为了保证足够的联接强度,对顶径也必须提出一定的精度要求。

一、中径偏差的影响

中径偏差是指中径的实际尺寸减其中径基本尺寸的代数差。

由于螺纹是靠牙侧面进行工作的,所以中径的大小直接影响牙侧的径向位置,即配合的松紧程度。就外螺纹而言,中径比内螺纹的大,必然影响旋合性;若中径比内螺纹的小,则使配合过松,影响联接的可靠性和密封性。因此,对中径偏差必须加以限制。

为了保证可旋合性,对普通螺纹,内螺纹最小中径一般应大于或等于外螺纹最大中径。为了联接可靠,对内、外螺纹中径都规定了一定的公差。

二、螺距偏差的影响

螺距偏差分单个螺距偏差和螺距累积偏差两种。前者是指单个螺距的实际尺寸减其基本尺寸的代数差,与旋合长度无关;后者是指旋合长度内,任意个螺距的实际尺寸与其基本尺寸之代数差。后者对螺纹的互换性影响更为明显。

假设内螺纹具有理想牙型,与其相配合的外螺纹仅有螺距偏差,即内、外螺纹的中径和牙型半角分别相等,且 n 个螺距的累积偏差为 ΔP_{Σ} ,则使内、外螺纹牙侧产生干涉而不能旋合,如图 10-4 所示的阴影部分。为防止干涉,可将外螺纹中径减小一个数值 f_P ,或将内螺纹中径加大一个数值 F_P ,这个补偿螺距偏差而折算到中径上的数值 f_P (或 F_P) 称为螺距累积偏差的中径当量。由图 10-3 中几何关系可知:

$$f_P(\text{或 } F_P) = |\Delta P_{\Sigma}| \cot \frac{\alpha}{2} \quad (10-3)$$

对普通螺纹 $\alpha/2 = 30^\circ$, 则

$$f_P(\text{或 } F_P) = 1.732 |\Delta P_{\Sigma}| \quad (10-4)$$

式中, ΔP_{Σ} 之所以取绝对值,是由于 ΔP_{Σ} 不论正值或负值,影响旋合性的性质不变,只是改变牙侧干涉的位置。

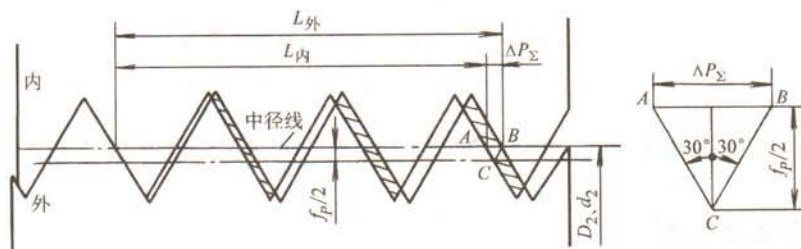


图 10-4 螺距偏差对旋合性的影响

计算时应注意以下几个问题:

- 1) 式中 ΔP_{Σ} 应为在旋合长度内的最大螺距累积偏差,而最大螺距累积偏差不一定只出现在最大旋合长度上。
- 2) 在实际生产中,内、外螺纹都会产生螺距偏差,此时,螺距累积偏差应为内、外螺

纹的螺距累积偏差的代数差。其原因是：当内、外螺纹的螺距累积偏差的大小和方向均相同时，虽都偏离了理想的基本牙型，但此时中径当量也可以为零。

3) 在国标中，没有单独规定普通螺纹的螺距公差，而是把它折合为中径公差的一部分，通过控制中径来相应地控制螺距偏差。但对于精确的传动螺纹，例如螺杆、螺母等，为保证传动精度，则单独规定了螺距公差。

4) 根据试验，当螺距累积偏差为 $25\mu\text{m}$ 时，联接强度会降低 20%，所以螺距累积偏差通常控制在 $10\mu\text{m}$ 之内。

螺距偏差影响紧固螺纹的旋合性和联接可靠性，影响传动螺纹的传动精度和承载能力，因此必须加以控制。

三、牙侧角偏差的影响

牙侧角偏差是指牙侧角的实际值减其基本值的代数差。它同样会引起螺纹牙侧相对于螺纹轴线的位置度误差，对螺纹的旋合性和联接强度均有影响。

仍假设内螺纹具有理想牙型，与其相配合的外螺纹仅有牙侧角偏差，当左、右牙侧角不相等时，则会在大径或小径处牙侧产生干涉，如图 10-5 所示的阴影部分即不能旋合。为防止干涉，可将外螺纹中径减小一个数值 f_{a_i} 或将内螺纹中径加大一个数值 F_{a_i} 。这个补偿牙侧角偏差而折算到中径上的数值 f_{a_i} (或 F_{a_i})，称为牙侧角偏差的中径当量，单位为 μm 。

一般来说，左、右干涉区的径向干涉量不同，考虑到左、右牙侧角可能同时出现的各种情况及必要的单位换算，根据任意三角形的正弦定理，推得牙侧角偏差的中径当量公式如下：

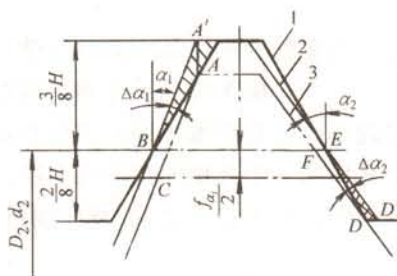


图 10-5 牙侧角偏差对旋合性的影响
1—具有理想牙型的内螺纹 2—仅有牙侧角偏差的外螺纹 3—中径减小 f_{a_i} 的外螺纹

$$f_{a_i} \text{ (或 } F_{a_i}) = 0.073P (K_1 |\Delta\alpha_1| + K_2 |\Delta\alpha_2|) \quad (10-5)$$

式中 P ——螺距 (mm)；

$\Delta\alpha_1$ 、 $\Delta\alpha_2$ ——左、右牙侧角偏差 (′)；

K_1 、 K_2 ——系数，对外螺纹，当 $\Delta\alpha_1$ 和 $\Delta\alpha_2$ 为正时取 2，为负时取 3；内螺纹与外螺纹取值相反。

计算时应注意以下几个问题：

1) 式中 $\Delta\alpha_1$ 或 $\Delta\alpha_2$ 应为在旋合长度内最大的左或右牙侧角偏差，其最大值不一定是出自一牙的两侧。

2) 在国标中，没有单独规定普通螺纹的牙侧角极限偏差，也是把它折合为中径公差的一部分，通过控制中径来相应地控制牙侧角偏差。同理，对于螺杆，螺母等要求精确的传动螺纹，在国标中单独规定了牙侧角极限偏差。

3) 根据试验，当牙侧角偏差为 2.5° 时，联接强度会降低 20%，所以牙侧角偏差通常控制在 1° 以内。

牙侧角偏差产生的原因主要是刀具的工作角度和其安装误差，即使牙型角 α 本身准确，

牙侧角仍可能存在偏差。

第四节 螺纹的作用中径及其合格条件

一、作用中径

实际生产中, 螺距偏差和牙侧角偏差是同时存在的。为了保证旋合性, 外螺纹的实际中径必须减小, 也可以理解为一个实际的外螺纹是不能与一个同样中径大小的理想内螺纹旋合, 而只能与一个中径较大的具有基本牙型的理想内螺纹旋合。其效果就相当于有螺距偏差和牙侧角偏差, 使实际外螺纹的中径变大。在规定旋合长度内, 正好包络变大了的实际外螺纹, 且具有最小牙型的一个理想内螺纹的中径, 称为外螺纹的作用中径 d_{2fe} 。它等于外螺纹的单一中径 d_{2a} 与螺距偏差中径当量 f_p 及牙侧角偏差中径当量 f_{α_i} 之和。对外螺纹为

$$d_{2fe} = d_{2a} + (f_p + f_{\alpha_i}) \quad (10-6)$$

当实际外螺纹各个部位的单一中径不同时, d_{2a} 应取其中的最大值。

同理, 螺距偏差和牙侧角偏差的存在, 则会使实际内螺纹的中径减小, 它只能与一个中径较小的具有基本牙型的理想外螺纹旋合。在规定旋合长度内, 恰好与内螺纹旋合并具有最大牙型的一个理想外螺纹的中径, 称为内螺纹的作用中径 D_{2fe} 。它等于内螺纹单一中径 D_{2a} 与螺距偏差中径当量 F_p 及牙侧角偏差中径当量 F_{α_i} 之差。对内螺纹为

$$D_{2fe} = D_{2a} - (F_p + F_{\alpha_i}) \quad (10-7)$$

当实际内螺纹各个部位的单一中径不同时, D_{2a} 应取其中的最小值。

在大径与小径处不发生干涉的情况下, 保证内、外螺纹能顺利旋合的条件为

$$D_{2fe} \geq d_{2fe} \quad (10-8)$$

二、中径极限偏差

由于螺距偏差和牙侧角偏差对螺纹使用要求的影响, 均可以折算为中径当量, 因此, 对于普通螺纹零件, 为了加工和检验方便, 在国标中没有单独规定螺距公差和牙侧角极限偏差, 而仅规定一项中径极限偏差。用螺纹中径的两个极限尺寸, 分别控制作用中径和单一中径, 所以中径极限偏差具有三个作用: 控制中径本身的尺寸偏差、螺距偏差和牙侧角偏差。

三、螺纹的合格条件

合格的螺纹件, 应符合极限尺寸判断原则, 即泰勒原则。

$$\text{对内螺纹} \quad D_{2fe} \geq D_{2M} = D_{2min} \quad D_{2a} \leq D_{2L} = D_{2max} \quad (10-9)$$

$$\text{对外螺纹} \quad d_{2fe} \leq d_{2M} = d_{2max} \quad d_{2a} \geq d_{2L} = d_{2min} \quad (10-10)$$

式 (10-9) 和式 (10-10) 说明: 实际螺纹的作用中径, 不允许超越其最大实体牙型的中径, 以保证可旋入性; 实际螺纹任何部位上的单一中径, 不允许超越其最小实体牙型的中径, 以保证联接强度。

螺纹中径合格性判断见图 10-6。

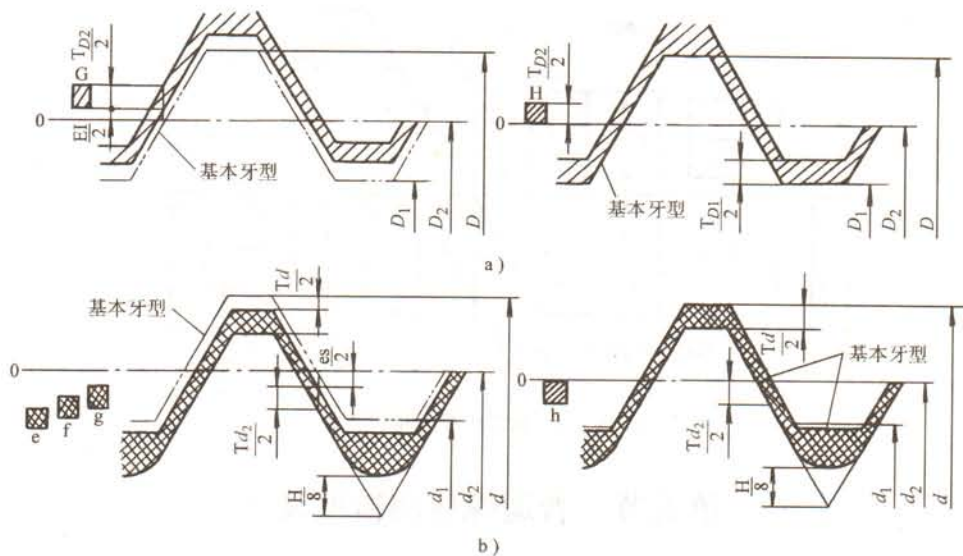


图 10-7 内、外螺纹的公差带

a) 内螺纹 b) 外螺纹

表 10-2 普通螺纹的基本偏差和顶径公差 (摘自 GB/T 197—1981)

螺距 P/mm	内螺纹的基本偏差 $EI/\mu\text{m}$		外螺纹的基本偏差 $es/\mu\text{m}$				内螺纹小径公差 $TD_1/\mu\text{m}$					外螺纹大径公差 $Td/\mu\text{m}$		
	G	H	e	f	g	h	4	5	6	7	8	4	6	8
1	+26		-60	-40	-26		150	190	236	300	375	112	180	280
1.25	+28		-63	-42	-28		170	212	265	335	425	132	212	335
1.5	+32		-67	-45	-32		190	236	300	375	475	150	236	375
1.75	+34	0	-71	-48	-34	0	212	265	335	425	530	170	265	425
2	+38		-71	-52	-38		236	300	375	475	600	180	280	450
2.5	+42		-80	-58	-42		280	355	450	560	710	212	335	530
3	+48		-85	-63	-48		315	400	500	630	800	236	375	600

普通螺纹标准只对中径和顶径规定了公差。螺距和牙侧角偏差由中径极限偏差控制。底径(内螺纹的大径和外螺纹的小径)要求由刀具控制。

二、螺纹旋合长度与配合精度的选用

1. 螺纹旋合长度的选用

为了满足普通螺纹不同使用性能的要求, 国标按螺纹公称直径和螺距基本尺寸, 规定了三组旋合长度, 分别称为短旋合长度、中等旋合长度和长旋合长度, 其相应的代号为 S、N 和 L。

实际旋合长度是由结构设计和标准旋

表 10-3 普通螺纹的公差等级

螺纹直径	公差等级
外螺纹中径 d_2	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9
外螺纹大径 d	4, 6, 8
内螺纹中径 D_2	4, 5, 6, 7, 8
内螺纹小径 D_1	4, 5, 6, 7, 8

合长度确定的。精度设计时,应考虑螺纹用途、零件材质、载荷大小及使用条件等。一般尽可能采用中等旋合长度。对粗牙螺纹,中等旋合长度正是最常用的长度尺寸。当结构和强度上有特殊要求时,则可采用S或L组。例如,需要满足调整量大小的调整用螺纹;需保证机械强度的铝、锌合金件上的螺纹;一些盲孔用的紧固螺纹等,均可选用长旋合长度。对于受力不大,或受空间位置限制的螺纹,如锁紧用的特薄螺母,则可选用短旋合长度。

表 10-4 普通螺纹中径公差和中等旋合长度 (摘自 GB/T 197—1981)

公称直径 <i>D</i> 、 <i>d</i> / mm	螺距 <i>P</i> / mm	内螺纹中径公差 <i>TD</i> ₂ /μm					外螺纹中径公差 <i>Td</i> ₂ /μm								螺纹旋合长度	
		公差等级					公差等级								N组/mm	
		4	5	6	7	8	3	4	5	6	7	8	9	>	≤	
>11.2	0.5	75	95	118	150	—	45	56	71	90	112	—	—	1.8	5.4	
	0.75	90	112	140	180	—	53	67	85	106	132	—	—	2.7	8.1	
	1	100	125	160	200	250	60	75	95	118	150	190	236	3.8	11	
	1.25	112	140	180	224	280	67	85	106	132	170	212	265	4.5	13	
	~22.4	1.5	118	150	190	236	300	71	90	112	140	180	224	280	5.6	16
	1.75	125	160	200	250	315	75	95	118	150	190	236	300	6	18	
	2	132	170	212	265	335	80	100	125	160	200	250	315	8	24	
	2.5	140	180	224	280	355	85	106	132	170	212	265	335	10	30	
>22.4	0.75	95	118	150	190	—	56	71	90	112	140	—	—	3.1	9.4	
	1	106	132	170	212	—	63	80	100	125	160	200	250	4	12	
	1.5	125	160	200	250	315	75	95	118	150	190	236	300	6.3	10	
	2	140	180	224	280	355	85	106	132	170	212	265	335	8.5	25	
	3	170	212	265	335	425	100	125	160	200	250	315	400	12	36	
	3.5	180	224	280	355	450	106	132	170	212	265	335	425	15	45	
	~45	4	190	236	300	375	475	112	140	180	224	280	355	450	18	53
	4.5	200	250	315	400	500	118	150	190	236	300	375	475	21	63	

应当指出,螺纹的旋合长度并不是越长,其密封性、可靠性就越好。事实说明,旋合长度过长,不仅结构笨重,加工困难,而且由于螺距累积偏差增大,降低承载面积,造成螺牙强度和密封性下降。因此,选用时应在保证螺纹良好使用要求的前提下,尽可能合理地减短旋合长度,不用或少用长旋合长度。

2. 螺纹配合精度的选用

在螺纹加工过程中,由于旋合长度的不同,加工难易程度也不相同。通常短件容易加工和装配,长件在加工时较难保证精度。在装配时由于有弯曲和螺距累积偏差的影响,也较难保证配合性质。因此,螺纹的配合精度是表征螺纹配合质量的精度,它由螺纹的公差带及旋合长度组合形成,基本构成如图 10-8 所示。

标准给出了由螺纹公差带和旋合长度所构成的螺纹配合精度。按不同公差等级和不同旋合长度的组合,分为精密级、中等级和粗糙级三种。其中精密级的精度最高,粗糙级的精度最低。为便于选用,列出各级应用场合如下:

(1) 精密级 用于精密联接螺纹,即要求配合性质稳定,配合间隙较小,且保证一定的

定位精度的螺纹结合。

(2) 中等级 用于一般的螺纹联接。

(3) 粗糙级 用于不重要的螺纹联接, 以及在制造时比较困难或热轧棒料上的螺纹。

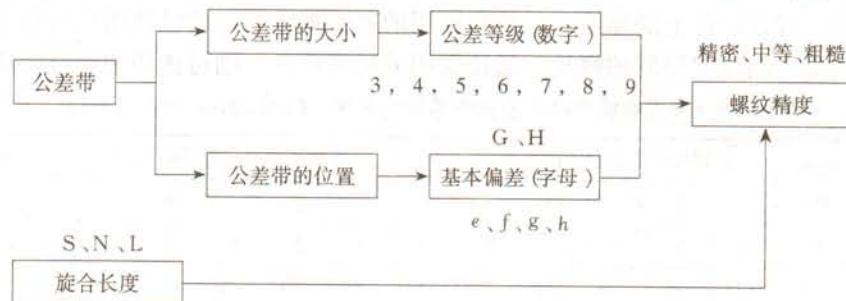


图 10-8 普通螺纹配合精度的基本构成

实际选用时, 还必须考虑螺纹的工作条件、尺寸的大小、加工的难易程度、工艺的结构特点等。例如, 当螺纹的承载较大, 且为交变载荷或有较大的振动时, 应选用精密级; 对于小直径的螺纹, 为了保证联接强度, 也必须提高其配合精度; 而对于加工难度较大, 虽是一般要求, 此时也需降低其配合精度。

精度设计时, 首先根据产品结构的使用要求, 初步确定螺纹在中等旋合长度时的精度级别。然后再按照螺纹的实际旋合长度, 进一步确定该螺纹的公差带。若该螺纹属于短旋合长度组的, 则应把螺纹公差等级提高一级; 若该螺纹属于长旋合长度组的, 则应把螺纹公差等级降低一级。但是, 对于粗精度级的螺纹, 则可以不考虑旋合长度的影响。

三、螺纹公差带与配合的选择

1. 螺纹公差带的选择

根据螺纹的配合要求, 将公差等级和基本偏差组合后, 可以得到各种所需的螺纹公差带。但是为了减少螺纹刀具、量具的规格和数量, 提高技术经济效益, 标准推荐选用的公差带如表 10-5 所列。表中带 * 号的为优先选用公差带, 对于大量生产的精制紧固件螺纹, 推荐采用表中带方框的公差带, 加括号的公差带尽可能不用。

表 10-5 普通螺纹的选用公差带 (摘自 GB/T 197—1981)

精度等级	内螺纹公差带			外螺纹公差带		
	S	N	L	S	N	L
精密级	4H	4H5H	5H6H	(3h4h)	* 4h	(5h4h)
中等级	* 5H (5G)	* 6H (6G)	* 7H (7G)	(5h6h) (5g6g)	* 6e * 6f * 6g * 6h	(7h6h) (7g6g)
	—	7H (7G)	—	—	(8h) 8g	—

注: 1. 大量生产的精制紧固件螺纹, 推荐采用带方框的公差带。

2. 带 * 的公差带应优先选用, 不带 * 的公差带其次, 括号内的公差带尽可能不用。

从表 10-5 可以看出,通常 S 组公差等级比 N 组高一级, N 组公差等级比 L 组高一级。因此,在同一精度等级中,不同的旋合长度,其中径的公差等级是不同的。当配合精度和旋合长度确定后,标准推荐的常用公差等级可按表 10-5 选取。其中带两个等级的是:前者用于中径,后者用于顶径。

精度设计时,通常内螺纹选取 H,若其工作温度比较高则选取 G。对外螺纹,若要求配合间隙小及无需涂镀时,选取 h;当螺纹需要涂镀时,可选取 g、f、e;在成批大量生产时,选取 g;在中等腐蚀条件下工作时,选取 f;当工作条件很差且工作温度比较高时,选取 e,例如汽车用 M14×1.25 规格的火花塞;温度较低时选取 g。高温工作的螺纹,应留有适当的间隙以防止螺纹卡死。一般由于内螺纹较难镀层,主要涂镀外螺纹。如镀层较薄(厚度约为 $5\mu\text{m}$)时,内螺纹按 6H 加工,外螺纹按 6g 加工(镀前用 6g 极限量规检查,镀后用 6h 过端环规检验);如镀层较厚(厚度约 $10\mu\text{m}$),外螺纹按 6e 加工。

需要指出,对于有涂镀层的螺纹件,为保证加工的经济性和涂镀后螺纹的互换性,在镀前必须选用标准规定的公差带,同时还应考虑在中径上留有镀层余量,使镀后不允许超出 H、h 位置的最大实体牙型。生产实践和计算表明,中径上所留镀层余量,约等于镀层深度的四倍。

2. 螺纹配合的选择

原则上表 10-5 所列的 11 种内螺纹公差带和 13 种外螺纹公差带,可以任意组成各种配合。但从保证足够的接触高度以及充分满足不同的使用要求出发,螺纹配合的选择应考虑以下几种情况:

- 1) 为了保证旋合后内、外螺纹联接具有较高的同轴度,并有足够的接触高度和结合强度,通常选择最小间隙等于零的配合 H/h。
- 2) 除上述要求外,还希望装拆方便,则可选择较小间隙的配合 H/g 或 G/h。
- 3) 对单件小批生产螺纹,为适应手工拧紧和装配速度不高等使用特性,宜选配合 H/h。
- 4) 为防止高温形成的金属氧化皮或介质沉积使螺纹卡死,高温工作的螺纹应采用保证间隙的配合, 450°C 以下时可选用配合 H/g; 450°C 以上时可选用配合 H/e。
- 5) 当内、外螺纹均需电镀时,则可选用配合 G/e 或 G/f。

四、保证螺纹几何精度的其他技术要求

普通螺纹一般不规定形位公差。其形位误差由尺寸公差控制,即形位误差不得超出螺纹轮廓公差带所限定的极限区域。仅对高精度螺纹规定了在旋合长度内的圆柱度、同轴度和垂直度等形位公差。它们的公差值一般不大于中径公差的 50%,并按包容要求控制。

螺纹牙侧的表面粗糙度,主要根据螺纹的用途和中径公差等级来确定,见表 10-6。

对于疲劳强度要求高的螺纹牙底表面,其粗糙度 R_a 的上限值为 $0.32\mu\text{m}$ 。

表 10-6 螺纹牙侧表面粗糙度 R_a 的推荐值 (单位: μm)

工 件	螺 纹 中 径 公 差 等 级		
	4, 5	6, 7	7~9
	R_a 不 大 于		
螺栓、螺钉、螺母	1.6	3.2	3.2~6.3
轴及套上的螺纹	0.8~1.6	1.6	3.2

五、螺纹在图样上的标注

螺纹的完整标注由螺纹代号、螺纹公差带代号和螺纹旋合长度代号（或数值）三部分组成，各代号之间用一短横“—”隔开。

例如：



在螺纹代号中，粗牙普通螺纹用字母“M”及公称直径（大径）表示；细牙普通螺纹用字母“M”及公称直径×螺距表示。左旋螺纹在尺寸规格后加注“LH”，右旋螺纹不加注。

例如：M20LH——螺纹大径为 20mm，粗牙、左旋螺纹。

M24×1——螺纹大径为 24mm，螺距为 1mm 的细牙、右旋螺纹。

在螺纹公差带代号中，应包括有中径、顶径的公差等级和基本偏差代号。需要注意：标注时公差等级数字在前，基本偏差代号在后。当中径和顶径公差带不同时，应分别注出，前者为中径，后者为顶径。

例如：M20—5g6g——中径公差等级为 5 级，基本偏差为 g 位置；顶径公差等级为 6 级，基本偏差也为 g 位置。此螺纹为外螺纹。

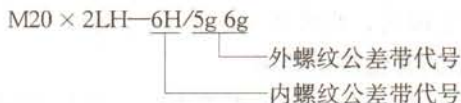
M24—6H——中径和顶径为 6 级公差等级，中径和顶径的公差带位置为 H。

在螺纹旋合长度代号中，除了中等旋合长度不注“N”外，对于短或长旋合长度，需注出“S”或“L”，也可直接用数值注出旋合长度。

例如：M10—5g6g—S——螺纹为短旋合长度。

此外，当内、外螺纹装配在一起时（即装配图注法），采用斜线把内、外螺纹公差带分开，左边为内螺纹，右边为外螺纹。

例如：



六、应用举例

【例】有一 M24×2—6g 的螺栓，加工后测得实际大径 $d_a = 23.850\text{mm}$ ，实际中径 $d_{2a} = 22.591\text{mm}$ ，螺距累积偏差 $\Delta P_\Sigma = +0.05\text{mm}$ ，牙侧角偏差 $\Delta\alpha_1$ 为 $+20'$ ， $\Delta\alpha_2$ 为 $-25'$ 。试确定大径、中径的合格性；计算作用中径 d_{2fe} 并判断与其理想螺母能否旋合。

解 由表 10-1 查得 $d_2 = 22.701\text{mm}$ （公称直径 $d = 24\text{mm}$ ）

由表 10-2 和表 10-4 查出：

中径： $es = -38\mu\text{m}$ ， $Td_2 = 170\mu\text{m}$ ；大径： $es = -38\mu\text{m}$ ， $Td = 280\mu\text{m}$ 。

故大径 $d_{\max} = 23.962\text{mm}$ $d_{\min} = 23.682\text{mm}$

因 $d_{\max} > d_a > d_{\min}$ ，所以大径合格。

中径 $d_{2\max} = 22.663\text{mm}$ $d_{2\min} = 22.493\text{mm}$

其中 $f_p = 1.732|\Delta P_\Sigma| = 1.732 \times 50\mu\text{m} = 86.6\mu\text{m}$

$$\begin{aligned} f_{\alpha_i} &= 0.073P(K_1|\Delta\alpha_1| + K_2|\Delta\alpha_2|) \\ &= [0.073 \times 2(2 \times 1 + 20' + 3 \times |-25'|)]\mu\text{m} = 16.79\mu\text{m} \end{aligned}$$

作用中径 $d_{2fe} = d_{2a} + (f_p + f_{\alpha_i}) = [22.591 + (0.087 + 0.017)]\text{mm} = 22.695\text{mm}$

按泰勒原则判断, 因为 $d_{2fe} = 22.695\text{mm} > d_{2\max} = 22.663\text{mm}$, 所以该螺栓不合格。

由于螺母为理想螺母, 则有 $D_{2fe} = D_2 = 22.701\text{mm}$

$D_{2fe} = D_2 = 22.701\text{mm} > d_{2fe} = 22.695\text{mm}$, 故该螺栓可与其理想螺母旋合。

第六节 机床梯形螺纹丝杠和螺母的精度设计

机床中丝杠和螺母常用牙型角 $\alpha = 30^\circ$ 的梯形螺纹。GB/T 5796.4—1986《梯形螺纹 公差》规定的公差不能满足机床丝杠、螺母的精度要求。为此制订了部颁标准 JB2886—1992《机床梯形螺纹丝杠、螺母 技术条件》。

一、丝杠和螺母的精度等级

按 JB 2886—1992 规定, 丝杠及螺母精度等级各分为 7 级: 3、4、5、6、7、8、9 级。其精度依次降低, 3 级精度最高。3、4 级用于超高精度的坐标镗床、磨床的传动定位丝杠和螺母; 5、6 级用于高精度的齿轮磨床、螺纹磨床主传动丝杠、螺母; 7 级用于精密螺纹车床、齿轮机床、镗床等的精确传动丝杠、螺母; 8 级用于卧式车床和铣床的进给丝杠和螺母; 9 级用于带刻度盘的进给机构的丝杠和螺母。

二、丝杠的极限偏差

为了保证丝杠的精度, 对丝杠规定了下列公差或极限偏差。

1. 螺旋线轴向公差

螺旋线轴向误差全面反映了丝杠的位移精度。当实际螺旋线相对于理论螺旋线在轴向产生了偏离时, 就需要规定螺旋线轴向公差 (见本章附表 10-1), 以控制螺旋线轴向误差。

2. 螺距公差和螺距累积公差

对于 7~9 级丝杠, 测量螺距偏差反映丝杠的位移精度。螺距偏差虽不如螺旋线轴向误差全面, 但测量较为方便。所以, 为保证 7~9 级丝杠的位移精度, 应规定单个螺距公差和螺距累积公差, 见本章附表 10-2。

3. 中径尺寸的一致性公差

丝杠螺母各处的中径实际尺寸, 如果在公差带范围内相差较大, 则会影响丝杠与螺母配合间隙的均匀性和丝杠螺纹两侧螺旋面的一致性。因此, 对丝杠螺纹应规定其有效长度范围内的中径尺寸的一致性公差, 见本章附表 10-3。

4. 大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差。

丝杠全长与螺纹公称直径之比 (长径比) 较大时, 丝杠容易变形, 引起丝杠轴线弯曲, 从而影响丝杠螺纹螺旋线的精度, 以及丝杠与螺母配合间隙的均匀性, 降低丝杠位移的准确性。因此, 对丝杠应规定大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差, 见本章附表 10-4。

5. 牙型半角极限偏差

牙型半角偏差,是指丝杠螺纹牙型半角实际值对公称值的代数差,其数值由牙型半角的极限偏差控制。丝杠存在牙型半角偏差,会使丝杠与螺母牙侧面的接触不良,影响丝杠的耐磨性及传动精度。本章附表 10-5 列出了 3~8 级丝杠牙型半角极限偏差的数值。

6. 大径、中径和小径的极限偏差

丝杠螺纹的大径、中径和小径的极限偏差不分精度等级,各只有一种,见本章附表 10-6。大径和小径的上偏差为零,下偏差为负值。中径的上、下偏差都为负值。

对于高精度的丝杠、螺母副,生产中常按丝杠配置螺母。在这种情况下,6 级以上配置螺母的丝杠的中径公差带,应相对于基本尺寸的零线对称分布(中径公差值仍按本章附表 10-3 中的数值确定)。

三、螺母公差

螺母的螺距偏差和牙型半角偏差很难测量,为保证螺母精度,对螺母规定了大、中、小径的极限偏差,并用中径公差综合控制螺距偏差和牙型半角偏差。

螺母螺纹大径和小径的极限偏差不分精度等级,各只有一种,见本章附表 10-7。

6~9 级螺母螺纹中径的极限偏差的数值见本章附表 10-8。高精度的螺母通常按先加工好的丝杠来配作。配作螺母螺纹中径的极限尺寸,以丝杠螺纹中径的实际尺寸为基数,按 JB 2886—1992 规定的螺母与丝杠配作的中径径向间隙(见本章附表 10-9)来确定。

四、丝杠和螺母螺纹的表面粗糙度

本章附表 10-10 列出了丝杠和螺母螺纹牙型侧面和顶径、底径表面粗糙度参数 R_a 值,可供设计时参数。

五、丝杠和螺母螺纹的标记

丝杠和螺母螺纹的标记依次由螺纹代号 T、尺寸规格(公称直径×螺距,单位为 mm)、旋向和精度等级代号组成。旋向和精度等级代号之间用短横号“—”分开。左旋螺纹用代号 LH 表示,右旋螺纹则不标注。例如,公称直径为 55mm、螺距为 12mm、6 级精度的右旋螺纹标记为: T55×12LH—6。

附 表

附表 10-1 丝杠螺旋线轴向公差(摘自 JB/T 2886—1992) (单位: μm)

精度等级	$\delta l_{2\pi}$	在下列长度内 (mm) 的螺旋线轴向公差			在下列螺纹有效长度内 (mm) 螺旋线轴向公差				
		25	100	300	≤ 1000	$>1000 \sim 2000$	$>2000 \sim 3000$	$>3000 \sim 4000$	$>4000 \sim 5000$
3	0.9	1.2	1.8	2.5	4	—	—	—	—
4	1.5	2	3	4	6	8	12	—	—
5	2.5	3.5	4.5	6.5	10	14	19	—	—
6	4	7	8	11	16	21	27	33	39

注: 7、8、9 级精度丝杠不规定螺旋线轴向公差。 $\delta l_{2\pi}$ 为任意一个螺距长度内的螺旋线轴向公差。

附表 10-2 丝杠螺纹螺距公差和螺距累积公差 (摘自 JB/T 2886—1992)

(单位: μm)

精度等级	螺距公差	在下列长度 (mm) 内螺距累积公差		下列螺纹有效长度内 (mm) 螺距累积公差					
		60	300	1000	>1000~ 2000	>2000~ 3000	>3000~ 4000	>4000~ 5000	>5000 每增加 1000 应增加
7	6	10	18	28	36	44	52	60	8
8	12	20	35	55	65	75	85	95	10
9	25	40	70	110	130	150	170	190	20

附表 10-3 中径尺寸的一致性公差 (摘自 JB/T 2886—1992)

(单位: μm)

精度等级	螺 纹 有 效 长 度 /mm					
	≤ 1000	>1000~ 2000	>2000~ 3000	>3000~ 4000	>4000~ 5000	>5000 每增加 1000 应增加
3	5	—	—	—	—	—
4	6	11	17	—	—	—
5	8	15	22	30	38	—
6	10	20	30	40	50	5
7	12	26	40	53	65	10
8	16	36	53	70	90	20
9	21	48	70	90	116	30

附表 10-4 大径表面对螺纹轴线的径向圆跳动公差 (摘自 JB/T 2886—1992)

(单位: μm)

长 径 比	精 度 等 级						
	3	4	5	6	7	8	9
>25~30	5	8	12	20	40	80	160
>30~35	6	10	16	25	50	100	200
>35~40	—	12	20	32	63	125	250
>40~45	—	16	25	40	80	160	315
>45~50	—	20	32	50	100	200	400
>50~60	—	—	—	63	125	250	500

注: 长径比系指丝杠全长与螺纹公称直径之比。

附表 10-5 丝杠螺纹牙型半角的极限偏差 (摘自 JB/T 2886—1992)

(单位: μm)

螺 距 P /mm		精 度 等 级					
		3	4	5	6	7	8
自	至	半 角 极 限 偏 差 (')					
2	5	± 8	± 10	± 12	± 15	± 20	± 30
6	10	± 6	± 8	± 10	± 12	± 18	± 25
12	20	± 5	± 6	± 8	± 10	± 15	± 20

注: 9 级精度丝杠不规定牙型半角极限偏差。

附表 10-6 丝杠螺纹的大径、中径、小径的极限偏差 (摘自 JB/T 2886—1992)

螺 距 P /mm	公称直径 D /mm		螺纹大径		螺纹中径		螺纹小径	
	自	至	上偏差/ μm	下偏差/ μm	上偏差/ μm	下偏差/ μm	上偏差/ μm	下偏差/ μm
6	30	42	0	-300	-56	-522	0	-635
	44	60				-550		-646
	65	80				-572		-665
	120	150				-585		-720
8	22	28	0	-400	-67	-590	0	-720
	44	60				-620		-758
	65	80				-656		-765
	160	190				-682		-930
10	30	40	0	-550	-75	-680	0	-820
	44	60				-696		-854
	65	80				-710		-865
	200	220				-738		-900
12	30	42	0	-600	-82	-754	0	-892
	44	60				-772		-948
	65	80				-789		-955
	85	110				-800		-978

注：螺纹大径表面作工艺基准时，其尺寸公差及形状公差由工艺提出。

附表 10-7 螺母螺纹的大径和小径的极限偏差 (摘自 JB/T 2886—1992)

螺 距 P /mm	公称直径 D /mm		螺 纹 大 径		螺 纹 小 径	
	自	至	上偏差/ μm	下偏差/ μm	上偏差/ μm	下偏差/ μm
6	30	42	+578	0	+300	0
	44	60	+590			
	65	80	+610			
	120	150	+660			
8	22	28	+650	0	+400	0
	44	60	+690			
	65	80	+700			
	160	190	+765			
10	30	42	+745	0	+500	0
	44	60	+778			
	65	80	+790			
	200	220	+825			
12	30	42	+813	0	+600	0
	44	60	+865			
	65	80	+872			
	85	110	+895			

注：螺纹大径或小径表面作工艺基准时，其尺寸公差及形状公差由工艺提出。

附表 10-8 非配作螺母螺纹中径的极限偏差 (摘自 JB/T 2886—1992)

螺 距 P /mm		精 度 等 级			
		6	7	8	9
自	至	极 限 偏 差 / μm			
2	5	+55 0	+65 0	+85 0	+100 0
6	10	+65 0	+75 0	+100 0	+120 0
12	20	+75 0	+85 0	+120 0	+150

附表 10-9 螺母与丝杠配作的中径径向间隙 (摘自 JB/T 2886—1992)

(单位: μm)

精度等级	3	4	5	6	7	8	9
径向间隙	15~30	20~40	30~60	60~100	100~150	120~180	160~240

注: 不适用于有消除间隙结构或非整体螺母的丝杠、螺母副。

附表 10-10 丝杠和螺母的螺纹表面粗糙度 R_a 值 (摘自 JB/T 2886—1992)(单位: μm)

精度等级	螺纹大径表面		牙 型 侧 面		螺纹小径表面	
	丝 杠	螺 母	丝 杠	螺 母	丝 杠	螺 母
3	0.2	3.2	0.2	0.4	0.8	0.8
4	0.4	3.2	0.4	0.8	0.8	0.8
5	0.4	3.2	0.4	0.8	0.8	0.8
6	0.4	3.2	0.4	0.8	1.6	0.8
7	0.4	6.3	0.8	1.6	3.2	1.6
8	0.8	6.3	1.6	1.6	6.3	1.6
9	1.6	6.3	1.6	1.6	6.3	1.6

注: 丝杠和螺母的牙型侧面不应有明显的波纹。

第十一章 圆锥配合的精度设计

圆锥配合是机器、仪器和工具中常用的典型结构。与圆柱体配合相比较,圆锥体配合要复杂一些。因为在圆柱体配合中,影响互换性的只有直径一个因素,而由于圆锥素线与其轴线成一角度,所以在圆锥配合中影响互换性的不仅有直径尺寸因素,还有角度因素。为了保证圆锥和角度的精度要求,必须了解圆锥配合中的基本概念和掌握圆锥结合的公差与配合的基本内容。

第一节 概 述

一、圆锥体配合的特点

圆锥体配合具有下列特点:

- 1) 内、外两圆锥体配合,能自动定心,易保证内、外圆锥体的轴心线具有较高的同轴度,且能快速装拆。
- 2) 圆锥体配合的间隙和过盈,可以随内、外轴体的轴向相互位置不同而得到调整,且能补偿零件的磨损,延长其使用寿命。但它不适用于孔、轴轴向相互位置要求较高的配合。
- 3) 圆锥体的配合具有较好的自锁性和密封性。
- 4) 圆锥体配合比较复杂,影响互换性的参数比较多,加工和检验也较困难。

二、圆锥配合的种类

1. 间隙配合

这类配合有间隙(沿直径方向),零件容易拆开,而且间隙大小可以调整。主要用于圆锥滑动轴承机构。这种配合的一般精度为 $1:20 \sim 1:8$ 。

2. 过渡配合

这类配合沿圆锥直径方向的间隙为零或稍有过的盈,要求内、外圆锥接触紧密,也称为紧密配合。主要用于保证定心精度或密封,可以防止漏水和漏气。如内燃机中阀门与阀门座的配合,为使圆锥面紧密接触,必须把内、外锥体成对研磨,故配合零件不能完全互换。这种配合的锥度较大,如阀门座一般采用 90° 锥角。

3. 过盈配合

这类配合可在轴向力的作用下,以很小的过盈量产生较大的摩擦力传递转矩。例如铣床主轴锥孔与铣刀锥柄、钻头锥柄与钻套的联接。

三、圆锥配合中的基本参数

圆锥孔的内表面是包容面,称为内圆锥或内锥体;圆锥体的外表面是被包容面,称为外圆锥或外锥体。其参数和代号见图 11-1。

1. 圆锥直径

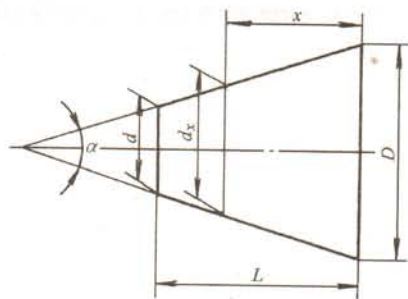


图 11-1 圆锥的主要几何参数